

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SLOUPOVÝ VÝLOŽNÍKOVÝ JEŘÁB

PILLAR JIB CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ PROCHÁZKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Procházka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Sloupový výložníkový jeřáb

v anglickém jazyce:

Pillar jib crane

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

| | |
|-----------------------|----------|
| délka vyložení ramene | 2700 mm, |
| výška zdvihu | 4900 mm, |
| nosnost | 1000 kg. |

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozбором konstrukce, s výběrem vhodného kladkostroje a pohonu otoče, s důležitými pevnostními výpočty.

Nakreslit konstrukční výkres sestavy sloupového jeřábu dle zadaných parametrů.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P., Kuřka J., Kopas M., Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan, F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem sloupového jeřábu o nosnosti 1000 kg, délce vyložení ramene 2700 mm a výšce zdvihu 4900 mm. Cílem této práce je rozbor konstrukce, výběr kladkostroje a kontrolní pevnostní výpočet jeřábu. Součástí práce je výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sloupový jeřáb, sloup, výložník, zdvihací ústrojí, otočné ústrojí, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with constructional proposal of jib crane with capacity of load 1000 kg, unloading length of its beam is 2700 mm and lift height 4900 mm. The aim of this thesis is analysis of construction with selection of suitable hoist and control strength calculation of the crane. A part of the thesis is drawing documentation.

KEYWORDS

Jib crane, column, beam, hoist, swivel boom, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROCHÁZKA, T. *Sloupový výložníkový jeřáb*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2015

.....

Tomáš Procházka

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za věcné rady a připomínky. Dále patří velké díky celé mé rodině za podporu při studiu a zejména mé mamince za vytvoření příjemného prostředí pro práci.

OBSAH

| | |
|--|----|
| Úvod | 10 |
| 1 Rozdělení sloupových jeřábů..... | 11 |
| 2 Zadání | 12 |
| 3 Rozbor součástí sloupového jeřábu | 13 |
| 3.1 Sloup | 13 |
| 3.2 Výložník..... | 13 |
| 3.3 Podpěra | 13 |
| 3.4 Kladkostroj..... | 13 |
| 3.5 Pojezd kladkostroje..... | 14 |
| 3.6 Otočné ústrojí..... | 15 |
| 3.7 Kabelová vlečka..... | 15 |
| 3.8 Koncové dorazy | 15 |
| 3.9 Příslušenství | 15 |
| 4 Návrhový výpočet jeřábu..... | 16 |
| 4.1 Klasifikace mechanismů | 16 |
| 4.2 Zatížení a jejich kombinace | 17 |
| 4.2.1 Pravidelná zatížení..... | 17 |
| 4.2.2 Občasná zatížení | 17 |
| 4.2.3 Výjimečná zatížení | 17 |
| 4.3 Dynamické součinitele..... | 17 |
| 4.4 Účinky zatížení | 19 |
| 4.4.1 Zatížení hmotností jeřábu | 19 |
| 4.4.2 Zatížení hmotností břemene zdvihu | 19 |
| 4.4.3 Zatížení způsobené zrychlením pohonu | 19 |
| 4.4.4 Zatížení zkušebního břemena | 19 |
| 4.4.5 Zatížení při nárazu na nárazníky | 20 |
| 4.4.6 Zatížení nouzovým zastavením | 20 |
| 4.5 Kombinace zatížení..... | 20 |
| 4.5.1 Vyhodnocení zatížení | 20 |
| 4.5.2 Vynechané kombinace zatížení | 20 |
| 4.6 Stabilita tuhého tělesa | 21 |
| 4.6.1 Vyhodnocení stability..... | 21 |
| 5 Kontrola konstrukce | 22 |
| 5.1 Silové působení ve vazbách | 23 |
| 5.2 Rovnice statické rovnováhy | 23 |

| | | |
|-------|---|----|
| 5.3 | Výsledné vnitřní účinky..... | 25 |
| 5.4 | Vyhodnocení výsledných vnitřních účinků | 32 |
| 5.5 | Navrhované profily konstrukce | 34 |
| 5.6 | Vzpěrná stabilita | 36 |
| 5.7 | Přetvoření konstrukce | 37 |
| 5.8 | Únavová pevnost..... | 39 |
| 6 | Návrh a kontrola ostatních částí jeřábu | 41 |
| 6.1 | Kontrola svarů..... | 41 |
| 6.1.1 | Svar spojující podpěru a výložník | 41 |
| 6.1.2 | Svar spojující výložník a čep..... | 42 |
| 6.1.3 | Dovolené napětí na svarový spoj [4, str. 519] | 43 |
| 6.2 | Ložiska..... | 43 |
| 6.2.1 | Ložisko v bodě C..... | 43 |
| 6.2.2 | Ložisko v bodě B..... | 44 |
| 6.3 | Otočné ústrojí..... | 46 |
| 6.3.1 | Dynamické účinky – momenty setrvačnosti..... | 46 |
| 6.3.2 | Statické účinky | 47 |
| 6.3.3 | Výpočet momentu pohonu otoče..... | 48 |
| 6.3.4 | Výpočet výstupních otáček pohonu otoče | 48 |
| 6.4 | Kotevní šrouby..... | 49 |
| | Závěr..... | 51 |
| | Seznam použitých zkratk a symbolů | 54 |
| | Seznam příloh..... | 61 |

ÚVOD

Již před více než dvěma tisíci lety znalo lidstvo pojem „jeřáb“. Zařízení, které slouží k přesouvání břemen ve vodorovném a svislém směru. První jeřáb nebyl nic víc než sloup s kladkou umístěnou ve vrchní části. Toto primitivní zařízení se postupem času změnilo a přetvořilo v pestrou škálu jeřábů, které jsou schopny uspokojit veškeré novodobé požadavky pro přemístění různorodých nákladů. Pokud se ještě ohlédneme do minulosti, o pohon se musel postarat člověk, později si vypomohl silou zvířecí a nakonec i to bylo málo. Proto muselo nevyhnutelně dojít k elektrifikaci jeřábových pohonů, která umožnila práci zrychlit, zefektivnit a především zjednodušit.

Tématem mé práce je sloupový jeřáb. Na neotočném sloupu se pohybuje – otáčí výložník, na kterém je přichyceno zdvihací zařízení. Užívá se především na pracovištích, kde je vše lokalizováno takřka nadosah anebo tam, kde není možné nebo vhodné použít jiný typ jeřábu. Výhodou je malý zástavbový prostor pro připevnění jeřábu k zemi, snadná konstrukce, vysoká trvanlivost a nízká ekonomická zátěž pro investora. Jako nevýhoda se jeví kruhová dráha výložníku, která je dána konstrukcí otáčejícího se výložníku.

1 ROZDĚLENÍ SLOUPOVÝCH JEŘÁBŮ

Dle konstrukce můžeme jeřáby rozdělit na jeřáby mostového typu, jeřáby s nosnými lany a jeřáby výložníkového typu. Právě do poslední jmenované skupiny lze zařadit sloupový výložníkový jeřáb. Tento druh jeřábu se ještě člení na sloupové jeřáby s otočným nebo nehybným sloupem. Nehybným nebo otočným prvkem může být sloup i stožár tvořený příhradovou konstrukcí. Výložník vzhledem ke sloupu nemění svůj sklon, pak jej označujeme jako pevný, nebo lze s výložníkem vertikálně pohybovat, pak se jedná o výložník stavitelný. Otáčením stavitelného výložníku dosáhneme pracovní plochy kruhu. Sloupový jeřáb může být pojízdný nebo stacionární. Stacionární jeřáby bývají zpravidla připevněny k základu, pro vysoké hodnoty vyložení a nosnosti lze zajistit lepší kotvení přichycením sloupu ke stropu nebo stěně haly. Připevněním ke stěně ale dochází k omezení rozsahu pohybu výložníku, ten není schopen se otáčet o 360° , ale většinou maximálně o 270° . Správně by se měly nazývat místo sloupových nástěnnými jeřáby. Zmiňuji je zde jako alternativu, avšak pro mé zadání jsou s přihlédnutím k omezenému rozsahu otáčení nedostačujícími.

Vzhledem k nosnosti a rozměrům zadaného jeřábu jsem se rozhodl pro prutovou variantu s neotočným sloupem, který je pevně připevněn k základu kotevními šrouby. Výložník je ke sloupu připevněn pomocí čepu v ložisku, které přenáší jak radiální, tak i axiální zatížení. Změna vyložení je realizována pojezdem kočky po vodorovném výložníku, nikoliv naklápěním výložníku vzhledem ke sloupu. K výložníku je přivařena podpěra, v jejíž spodní části je uloženo otočné ústrojí, které přes soustavu kol přenáší točivý moment na opěrný kroužek umístěný na sloupu. Ložiska zajišťující odvalování kol po opěrném kroužku přenášejí pouze radiální síly. Toto uspořádání nebrání výložníku otáčet se v plném rozsahu 360° .

2 ZADÁNÍ

- Cíle práce

Cílem práce je vypracovat technickou zprávu, ve které bude proveden rozbor konstrukce s výběrem vhodných profilů a která bude obsahovat důležité pevnostní výpočty.

Dalším bodem bude výběr kladkostroje a pohonu otoče.

V zadání je též výkres sestavy sloupového výložníkového jeřábu.

- Zadání práce

Navrhnete konstrukci sloupového jeřábu včetně důležitých pevnostních výpočtů dle zadaných parametrů:

Délka vyložení ramene 2700 mm.

Výška zdvihu 4900 mm.

Nosnost 1000 kg.

3 ROZBOR SOUČÁSTÍ SLOUPOVÉHO JEŘÁBU

Specifikace pracoviště

Jeřáb bude umístěn v zastřešené hale, kde nebude vystavován povětrnostním vlivům. Na zatížení tedy nemá vliv teplota ani proudění vzduchu. Jeřáb bude k podlaze připevněn ocelovou patkou zajištěnou 8 šrouby, šrouby budou ukotveny do betonového lože určeného pro montáž jeřábu. Výška jeřábu není omezena světlostí haly. Pro plné využití jeřábu jsem zvolil rozsah otáčení 360°. Pohyb výložníku je umožněn pomocí otočného ústrojí s elektromotorem a převodovkou, stejně tak i kladkostroj je elektricky poháněný.

3.1 SLOUP

Sloup je vyroben z hladké bežešvé trubky průměru 323,9 mm. V dolní části je ke sloupu přivařena patka z plechu se žebrováním, která slouží k upevnění sloupu k podlaze. Ve vrchní části je přivařen opěrný kroužek pro pojezd pohonu otoče. Dodavatelem je firma Ferona, a.s.

3.2 VÝLOŽNÍK

Výložník je vyroben z IPE profilu s označením 300. Slouží k pojezdu kladkostroje a kabelové vlečky, jsou na něm umístěny koncové dorazy pro kladkostroj, čep pro otáčení výložníku na sloupu a je k němu přivařena podpěra ze soustavy plechů. Dodavatelem je firma Ferona, a.s.

3.3 PODPĚRA

Podpěra je skříňový nosník svařený z plechů o tloušťce 12 milimetrů. Jsou na ní umístěna pojezdová kola, která se odvalují po opěrném kroužku na sloupu, pohon zajišťuje otočné ústrojí upevněné taktéž na podpěře. Dodavatelem plechů je firma Ferona, a.s.

3.4 KLADKOSTROJ

Prostudoval jsem nabídky několika předních výrobců kladkostrojů a zvolil od každého jednoho zástupce. V následující tabulce jsou porovnány.

Tab. 1 Srovnání kladkostrojů

| Výrobce | Líftket | Giga | Abus | Stahl |
|----------------------------|-------------|---------------|--------------------|---------------|
| Typ | STAR 071/53 | CH3 1000.5-JE | GM 4 1000.5-2 EF14 | SC 1010-4/1,3 |
| Nosnost [kg] | 1000 | 1000 | 1000 | 1000 |
| Provozní skupina [FEM/ISO] | 2m/M5 | 3m/M6 | 2m/M5 | 2m/M5 |
| Počet nosných řetězů [-] | 2 | 2 | 2 | 1 |
| Hmotnost kladkostroje [kg] | 52,1 | 60,6 | 41,9 | 48,7 |
| Rychlost zdvihu [m/min] | 5,0/1,25 | 5,0/1,25 | 5,0/1,3 | 4,0/1,3 |
| Výkon motoru zdvihu [kW] | 0,9/0,2 | 1,9/0,45 | 0,9/0,22 | 0,72/0,23 |
| Hmotnost pojezdu [kg] | 19 | 24 | 37,8 | 21 |
| Rychlost pojezdu [m/min] | 20,0/5,0 | 20,0/5,0 | 20,0/5,0 | 20,0/5,0 |
| Výkon motoru pojezdu [kW] | 0,18/0,04 | 0,25/0,06 | 0,25/0,06 | 0,15 |
| Zástavbová výška [mm] | 550 | 625 | 544 | 501 |



Obr. 1 Kladkostroj Giga CH3[20]

Parametry vybraných kladkostrojů se málo liší. V zadání nejsem nijak omezen kritérii, podle kterých bych měl vybírat, proto jsem se rozhodl pro kladkostroj od firmy Giga s.r.o. Ačkoliv má značnou hmotnost, zvolil jsem ho pro jeho provozní specifikaci, která by měla zaručit delší bezproblémovou funkčnost tohoto kladkostroje. Ještě doplním, že výška zdvihu - délka řetězu - byla upravena na 6 metrů. Pro ilustraci přikládám tabulku provozních skupin jeřábů, ze které je patrné, že životnost kladkostroje Giga je oproti ostatním dvojnásobná. Předpokládá se lehké zatížení, které nepočítá s častým využíváním kladkostroje na maximální kapacitu jeho nosnosti. Kladkostroj je opatřen hákem.

Tab. 2 Provozní skupiny jeřábů

| | Provozní skupina | 1Bm/M3 | 1Am/M4 | 2m/M5 | 3m/M6 | 4m/M7 |
|-------|------------------|----------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Řádek | Skupina zatížení | Teoretická životnost D_h | | | | |
| 1 | lehká | 3 200 | 6 300 | 12 500 | 25 000 | 50 000 |
| 2 | střední | 1 600 | 3 200 | 6 300 | 12 500 | 25 000 |
| 3 | těžká | 800 | 1 600 | 3 200 | 6 300 | 12 500 |
| 4 | velmi těžká | 400 | 800 | 1 600 | 3 200 | 6 300 |

3.5 POJEZD KLADKOSTROJE

Pojezdové ústrojí je součástí kladkostroje. Disponuje dvěma rychlostmi pohybu. Lze měnit šířku valivých elementů pro různé rozměry příruby IPE profilu, snadno lze tedy uchycení přenastavit na jinou šířku. Provozní a ovládací napětí je 400V, 50Hz. Pracovní teplota se pohybuje v rozmezí -10 až +40°. Motor pojezdu má krytí IP54 (kladkostroj IP55).

3.6 OTOČNÉ ÚSTROJÍ

Rozhodl jsem se umístit celý pohon otoče do spodní části podpěry. V úvahu přicházely i jiné možnosti, avšak tato varianta mi přišla jako nejvhodnější. Při kompozici jeřábu je toto řešení poměrně málo náchylné na přesnost montáže, což tento proces činí podstatně jednodušším. Otočné ústrojí se skládá z elektromotoru a šnekové převodovky od společnosti NORD-Poháněcí technika, s.r.o., konkrétně NORD SK 12063-80 L/4. Šneková převodovka díky své koncepci zajišťuje, že se výložník nemůže samovolně otáčet, pohyb vyvozuje elektromotor. Výpočet pro volbu otočného ústrojí se nachází dále v práci.

3.7 KABELOVÁ VLEČKA

Kabelová vlečka je určena pro nesení napájecích a řídicích kabelů ke kladkostrojům. Zvolil jsem vlečku od výrobce Conductix-Wampfler, s.r.o., Program 0240. Pojíždí v C profilu připevněném k horní přírubě profilu IPE výložníku.

3.8 KONCOVÉ DORAZY

Koncové dorazy volím od stejného výrobce jako kabelové vlečky, typ 017220-020X020. Výpočet kinetické energie, kterou musí nárazníky pohltnout a podle které se volí koncové dorazy, se nachází dále ve zprávě. Pryžové nárazníky se jsou umístěny po dvou na obou koncích výložníku, zabraňují najetí kladkostroje do sloupu jeřábu nebo sjetí kladkostroje z profilu IPE.

3.9 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Jeřáb musí být vybaven koncovým vypínačem, který snižuje rychlost pojezdu na jeho nižší hodnotu při přiblížení pojezdu kladkostroje ke koncovým nárazníkům. Dále je potřebou zajistit přívod elektrické energie ze stacionárního sloupu na otočný výložník a podpěru. To je možné díky kroužkovému sběrači, umístěnému u čepu spojujícího sloup a výložník. Pokud by byl zajištěn rozsah otáčení $\pm 250^\circ$, postačoval by klasický kabelový svazek.

4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET JEŘÁBU

Při návrhu manipulačních zařízení je potřeba dodržet požadavky dané platnými normami. V nich jsou na sebe navazující prvky a nedodržení postupu vede k chybnému výpočtu. Nejdříve je nutné stanovit klasifikace mechanismů a následně kombinace zatížení, přičemž výpočet bude probíhat podle té nejméně příznivé. Podle silových účinků při této kombinaci zatížení proběhne kontrola materiálů zařízení a následně prokázána jeho stabilita.

4.1 KLASIFIKACE MECHANISMŮ

Zdvihová třída a třída pohonu zdvihu jeřábu je zvolena podle [7], od toho se odvíjí následující klasifikace.

- **Celkový počet pracovních cyklů**

Celkovým počtem pracovních cyklů se rozumí suma pracovních cyklů všech úloh, které za svoji plánovanou životnost jeřáb provede. [9, str. 39]

Dílenské a skladištní jeřáby – třída U_4 [9, tab. A.2]

$$C = 250000 \text{ cyklů}$$

- **Součinitel spektra zatížení**

Součinitel spektra zatížení kQ je parametr pro určení různých užitečných břemen, se kterými se během pracovních cyklů manipuluje. [9, str. 40]

Dílenské a skladištní jeřáby – třída Q_2 [9, tab. A.4]

$$kQ = 0,125$$

- **Klasifikace mechanismu zdvihu**

Pro klasifikaci mechanismu zdvihu musím znát přemístění. To určuje, na jaké dráze bude s břemenem manipulováno v průběhu jednoho pracovního cyklu, tedy zdvih, přesun a spuštění. [norma 14985, str. 41]

Třída přemístění D_{lin5} [9, tab. A.5]

$$X_{lin5} = 20 \text{ m}$$

- **Klasifikace mechanismu otáčení**

Rozsah, ve kterém se mechanismus otáčení průměrně pohybuje během pracovních cyklů. [9, str. 44]

Třída přemístění D_{ang4} [9, tab. A.8]

$$X_{ang4} = 180^\circ$$

4.2 ZATÍŽENÍ A JEJICH KOMBINACE

Zatížení, která působí na jeřáb, jsou rozdělena na pravidelná, občasná a výjimečná. Kombinace zatížení se označují jako A, B a C. Výběr byl proveden z [7].

4.2.1 PRAVIDELNÁ ZATÍŽENÍ

- Účinky při zdvihání a gravitační účinky působící na hmotnost jeřábu
- Setrvačné a gravitační účinky působící svisle na břemeno zdvihu
- Zatížení způsobená zrychlením všech pohonů jeřábu

4.2.2 OBČASNÁ ZATÍŽENÍ

Jeřáb je umístěn v hale, proto nemusím brát v potaz například zatížení sněhem či větrem. Ostatní zatížení jsou zanedbatelná, proto s nimi nebude počítáno.

4.2.3 VÝJIMEČNÁ ZATÍŽENÍ

- Zatížení způsobená zdviháním ležícího břemena za výjimečných okolností
- Zatížení zkušebními břemeny
- Zatížení způsobená silami na nárazníky
- Zatížení způsobená nouzovým zastavením

Existuje i zatížení způsobené neúmyslným odpadnutím břemena. To se primárně vyskytuje u jeřábů s magnetem, avšak u jeřábů s hákem může k podobnému stavu dojít také a to při kontaktu spouštěného břemena se zemí. Napětí v laně/řetězu se rázem sníží, což může vybudit kmity v konstrukci. Vzhledem k rozměrům mého jeřábu však tento výpočet zanedbám.

4.3 DYNAMICKÉ SOUČiniteLE

Při návrhu jeřábu jsou nedílnou součástí výpočtu účinků součinitele, které ovlivňují dynamické vlastnosti jeřábu. Tyto součinitele je nutné určit.

- **Dynamický součinitel při působení na hmotnost jeřábu**

Při zdvihu nebo spouštění břemene je konstrukce jeřábu vystavena účinkům vybudení kmitání, které musí být uvažovány jako účinky zatížení. Gravitační síla od hmotnosti jeřábu nebo jeho částí se vynásobí součinitelem ϕ_1 . [7, str. 12]

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,1 \quad (4.1)$$

$$\phi_1 = 1,1$$

δ [-] je pomocná hodnota $0 \leq \delta \leq 0,1$; pokud nejsou získány jiné hodnoty měřením nebo výpočtem, volí se maximální hodnota.

- **Dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemena za pravidelného provozu**

Při zdvihání volně ležícího břemene působí na jeřáb dynamické účinky při převzetí břemene jeřábem ze země. Tyto účinky se zohlední vynásobením gravitačních sil od hmotnosti břemene zdvihu součinitelem ϕ_2 . [7, str. 12]

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,05 + 0,17 \cdot 0,083 \quad (4.2)$$

$$\phi_2 = 1,064$$

ϕ_{2min} [-] minimální velikost ϕ_2 v závislosti na kombinaci třídy tuhosti jeřábu a pohonu zdvihu [7, str. 13]

β_2 [-] součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu [7, str. 13]

v_h [m/s] maximální zdvihová rychlost břemene

- **Dynamický součinitel pro zatížení způsobená akcelerací pohonu jeřábu**

Působením hnacích sil při zrychlení nebo brzdění vznikají na jeřábu zatížení. [7, str. 16]

$$\phi_5 = 1,3$$

ϕ_5 [-] hodnota $0 \leq \phi_5 \leq 1,5$ platí pro pohony bez rázů při zpětném chodu nebo pro případy, kde rázy při zpětném chodu nevyvolávají dynamické síly a kde jsou pozvolné změny sil. [7, str. 17]

- **Dynamický součinitel při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemena za výjimečných podmínek**

Pro výpočet tohoto zatížení se zohledňuje kombinace C1. Pro kombinaci C1 není v Tabulce 3 [7, str. 13] určena platná hodnota ϕ_{2C} , proto se jako určující hodnota bere ϕ_2 pro pravidelný provoz.

- **Dynamický součinitel pro zkušební břemena**

Zkušební břemena se musí použít pro jeřáb v jeho provozním uspořádání. Systém jeřábu nesmí být změněn ani upraven. Použití zvětšeného protizávaží není povoleno. Zdvíhaná hmotnost se vynásobí součinitelem ϕ_6 . [7, str. 27]

- Dynamické zkušební břemeno

Zkušební břemeno je o 10% těžší než jmenovitá nosnost jeřábu.

$$\phi_{6D} = 0,5 \cdot (1 + \phi_2) = 0,5 \cdot (1 + 1,064) \quad (4.3)$$

$$\phi_{6D} = 1,032$$

- Statické zkušební břemeno

Zkušební břemeno je o 25% těžší než jmenovitá nosnost jeřábu.

$$\phi_{6S} = 1$$

- **Dynamický součinitel pro zatížení při nárazu na nárazníky**

Při použití nárazníků se pro posouzení dynamických účinků vynásobí síly, vznikající při kolizi, počítané při analýze tuhého tělesa, součinitelem ϕ_7 . [7, str. 27]

$\xi = 0,5$ koeficient pro nárazníky s lineární charakteristikou

$\phi_7 = 1,25$ pro $0 \leq \xi \leq 0,5$

4.4 ÚČINKY ZATÍŽENÍ

Následující zatížení se uspořádají do tabulky, která slouží pro specifikaci nejnepříznivějšího zatížení a prokázání stability tuhého tělesa.

4.4.1 ZATÍŽENÍ HMOTNOSTÍ JEŘÁBU

$$H_1 = (m_{IPE} + m_P + m_K) \cdot g = (135 + 51,1 + 84,6) \cdot 9,81 = 2655,567 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$H_1 = 2656 \text{ N}$$

m_{IPE} [kg] hmotnost výložníku

m_P [kg] hmotnost podpěry

m_K [kg] hmotnost kladkostroje s pojezdem

4.4.2 ZATÍŽENÍ HMOTNOSTÍ BŘEMENE ZDVIHU

$$H_2 = m \cdot g = 1000 \cdot 9,81 \quad (4.5)$$

$$H_2 = 9810 \text{ N}$$

4.4.3 ZATÍŽENÍ ZPŮSOBENÉ ZRYCHLENÍM POHONU

$$H_3 = (m + m_K) \cdot a_p = (1000 + 84,6) \cdot 0,33 = 357,918 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$H_3 = 358 \text{ N}$$

a_p [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] maximální zrychlení pohonu pojezdu

$$a_p = \frac{v_{pmax}}{sec} = \frac{0,33}{1} = 0,33 \text{ ms}^{-2} \quad (4.7)$$

v_{pmax} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] maximální rychlost pojezdu

4.4.4 ZATÍŽENÍ ZKUŠEBNÍHO BŘEMENA

- dynamické zkušební břemeno

$$F_{BD} = 1,1 \cdot m \cdot g = 1,1 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 10791 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$F_{BD} = 10791 \text{ N}$$

- statické zkušební břemeno

$$F_{BSt} = 1,25 \cdot m \cdot g = 1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 = 12262,5 \text{ N} \quad (4.9)$$

$$F_{Bst} = 12263 \text{ N}$$

Vyšší zatížení je od statického zkušebního břemena, dále se bude počítat se statickým zatížením.

$$H_4 = F_{Bst} = 12263 \text{ N}$$

4.4.5 ZATÍŽENÍ PŘI NÁRAZU NA NÁRAZNÍKY

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot (m + m_K) \cdot v_{pmax}^2 = \frac{1}{2} \cdot (1000 + 84,6) \cdot 0,083^2 = 3,736 \text{ J} \quad (4.10)$$

$$E_k = 3,8 \text{ J}$$

Tento jeřáb disponuje křížovým vypínačem, který omezuje rychlost pojezdu kladkostroje při přiblížení ke koncovým dorazům na rychlost mikropojezdu, tedy 5 m/min.

Dle vypočítané E_k volím z katalogu [6] nárazníky, které jsou schopny pohltit tuto energii i s rezervou. Nárazová síla odpovídá 1350 N.

$$H_5 = 1350 \text{ N}$$

4.4.6 ZATÍŽENÍ NOUZOVÝM ZASTAVENÍM

Největšího zatížení je dosaženo náhlým zastavením pojezdu kladkostroje se zavěšeným břemenem při v_{pmax} .

$$H_6 = (m + m_K) \cdot a_p = (1000 + 84,6) \cdot 0,33 = 357,918 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$H_6 = 358 \text{ N}$$

4.5 KOMBINACE ZATÍŽENÍ

Kombinace zatížení a vypočítané hodnoty pro různé způsoby zatěžování jsem vložil do tabulky. Tabulka je umístěna v příloze této práce.

4.5.1 VYHODNOCENÍ ZATÍŽENÍ

Po dosazení hodnot do tabulky se jako nejnepríznivější zatížení jeví zatížení A1 – Zdvihání a přemísťování břemen.

Budu tedy následující výpočet konstrukce jeřábu provádět pro kombinaci A1. Reálné silové účinky budou vynásobeny součiniteli γ_p a $\phi_{1,2}$.

4.5.2 VYNECHANÉ KOMBINACE ZATÍŽENÍ

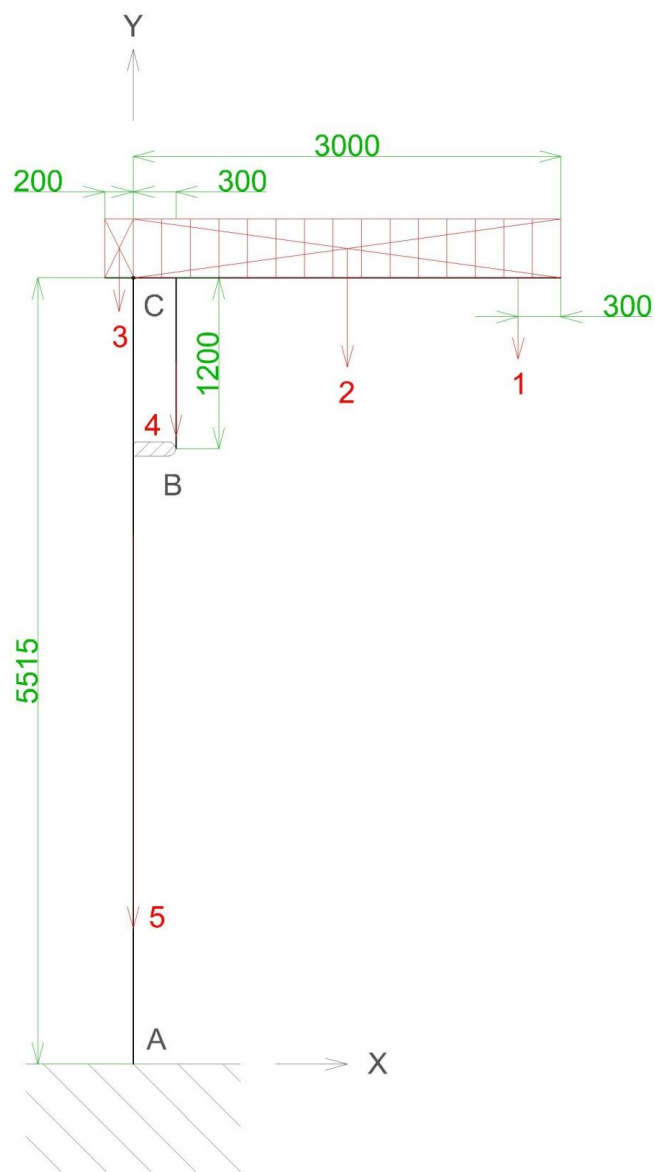
Některé kombinace zatížení musely být vynechány z toho důvodu, že jejich účinky nebyly uvažovány při výběru zatížení. Tabulka s těmito druhy namáhání je umístěna v příloze.

4.6 STABILITA TUHÉHO TĚLESA

Tabulka s dosazenými hodnotami pro určení stability tuhého tělesa je umístěna v příloze této práce.

4.6.1 VYHODNOCENÍ STABILITY

Nejnepříznivějšího zatížení bylo dosaženo při kombinaci zatížení C3, tedy u jeřábu za podmínek zkoušky. Suma zatěžujících sil v případě hodnocení stability tuhého tělesa je nižší, než součet hodnot při vyhodnocování zatížení. Z toho plyne, že stabilita tuhého tělesa je prokázána.



| | | |
|---|-------------|--|
| 1 | $F_K + F_B$ | zatížení od hmotnosti kladkostroje a břemena |
| 2 | F_{IPE1} | zatížení od hmotnosti výložníku |
| 3 | F_{IPE2} | zatížení od hmotnosti výložníku |
| 4 | $F_P + F_O$ | zatížení od hmotnosti podpěry a otočného ústrojí |
| 5 | F_S | zatížení od hmotnosti sloupu |

5.1 SILOVÉ PŮSOBENÍ VE VAZBÁCH

▪ Klasifikace vazeb

| | | |
|---|---------------|-------------|
| A | vetknutí | $\xi_A = 3$ |
| B | podpora | $\xi_B = 1$ |
| C | rotační vazba | $\xi_C = 2$ |

▪ Kinematický rozbor

$$i = (n - 1) \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) \quad (5.1)$$

$$i = (3 - 1) \cdot 3 - (3 + 1 + 2 - 0)$$

$$i = 0$$

Těleso je uloženo nepohyblivě.

▪ Neznámé parametry

$$NP = \{F_{AX}, F_{AY}, M_A, F_{BX}, F_{CX}, F_{CY}\} \quad (5.2)$$

$$\mu_F = 5; \mu_M = 1; \sum \mu = 6 \quad (5.3)$$

▪ Počet použitelných podmínek

$$\vartheta_F = 4; \vartheta_m = 2; \sum \vartheta = 6 \quad (5.4)$$

▪ Statický rozbor

$$\mu = \vartheta \wedge \mu_R + \mu_M \leq \vartheta_M \quad (5.5)$$

$$6 = 6 \wedge 0 + 1 \leq 2$$

Těleso je staticky určité.

▪ Silové účinky vztažené ke kombinaci A1

$$F_{BA1} = F_B \cdot \gamma_p \cdot \phi_2 = 9810 \cdot 1,34 \cdot 1,064 = 13986,7 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$F_{IPE1A1} = F_{IPE1} \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 = 1241,9 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 1666,6 \text{ N} \quad (5.7)$$

$$F_{IPE2A1} = F_{IPE2} \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 = 82,8 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 111,1 \text{ N} \quad (5.8)$$

$$F_{PA1} = F_P \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 = 501,3 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 672,7 \text{ N} \quad (5.9)$$

$$F_{KA1} = F_K \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 = 829,9 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 1113,7 \text{ N} \quad (5.10)$$

$$F_{OA1} = F_O \cdot \gamma_p \cdot \phi_1 = 284,5 \cdot 1,22 \cdot 1,1 = 381,8 \text{ N} \quad (5.11)$$

5.2 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

• Sloup

$$\sum F_X = 0 \quad (5.12)$$

$$F_{AX} - F_{BX} + F_{CX} = 0$$

$$F_{AX} = F_{BX} - F_{CX}$$

$$F_{AX} = 36313,5 - 36313,5 = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.13)$$

$$F_{AY} - F_{CY} - F_S = 0$$

$$F_{AY} = F_{CY} + F_S$$

$$F_{AY} = 17932,6 + 8109,9 = 26042,5 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{AZ} = 0 \quad (5.14)$$

$$M_A + F_{BX} \cdot (a - c) - F_{CX} \cdot a = 0$$

$$M_A = -F_{BX} \cdot (a - c) + F_{CX} \cdot a$$

$$M_A = -36313,5 \cdot (5515 - 1200) + 36313,5 \cdot 5515$$

$$M_A = 43576200 \text{ Nmm}$$

- **Výložník + podpěra**

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.15)$$

$$F_{BX} - F_{CX} = 0$$

$$F_{CX} = F_{BX} = 36313,5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.16)$$

$$F_{CY} - F_{BA1} - F_{KA1} - F_{IPE1A1} - F_{IPE2A1} - F_{PA1} - F_{OA1} = 0$$

$$F_{CY} = F_{BA1} + F_{KA1} + F_{IPE1A1} + F_{IPE2A1} + F_{PA1} + F_{OA1}$$

$$F_{CY} = 13986,7 + 1113,7 + 1666,6 + 111,1 + 672,7 + 381,8$$

$$F_{CY} = 17932,6 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{CZ} = 0 \quad (5.17)$$

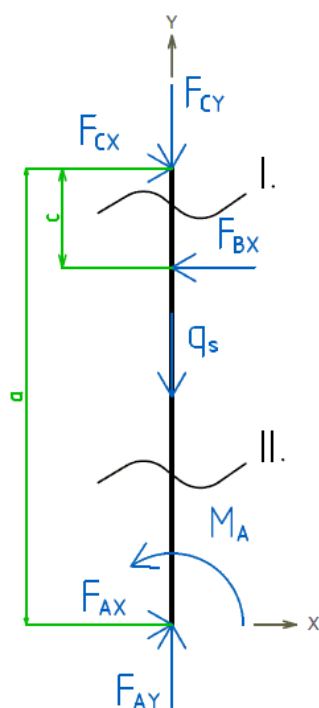
$$F_{BX} \cdot c - F_{BA1} \cdot e - F_{KA1} \cdot e - F_{IPE1A1} \cdot \frac{b}{2} + F_{IPE2A1} \cdot \frac{b_1}{2} - F_{PA1} \cdot b_2 - F_{OA1} \cdot b_2 = 0$$

$$F_{BX} = \frac{F_{BA1} \cdot e + F_{KA1} \cdot e + F_{IPE1A1} \cdot \frac{b}{2} - F_{IPE2A1} \cdot \frac{b_1}{2} + F_{PA1} \cdot b_2 + F_{OA1} \cdot b_2}{c}$$

$$F_{BX} = \frac{(13986,7 + 1113,7) \cdot 2700 + 1666,6 \cdot \frac{3000}{2} - 111,1 \cdot \frac{200}{2} + (672,7 + 381,8) \cdot 300}{1200}$$

$$F_{BX} = \frac{43576220}{1200} = 36313,5 \text{ N}$$

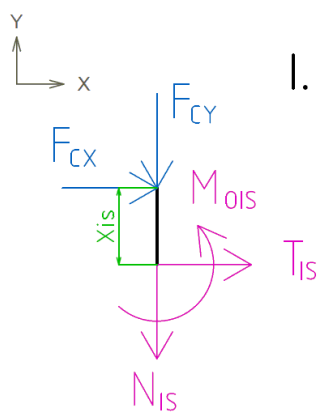
5.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 3 Rozdělení sloupu na intervaly

- **Sloup**

I. $x_{IS} \in \langle 0; c \rangle = \langle 0; 1200 \rangle$



Obr. 4 Interval I. - sloup

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.18)$$

$$F_{CX} + T_{IS} = 0$$

$$T_{IS} = -F_{CX} = -36313,5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.19)$$

$$-F_{CY} - N_{IS} - q_S \cdot x_{IS} = 0$$

$$N_{IS} = -F_{CY} - q_S \cdot x_{IS}$$

$$N_{IS} = -17932,6 - 1,471 \cdot 1200$$

$$N_{IS} = -19697,8 \text{ N}$$

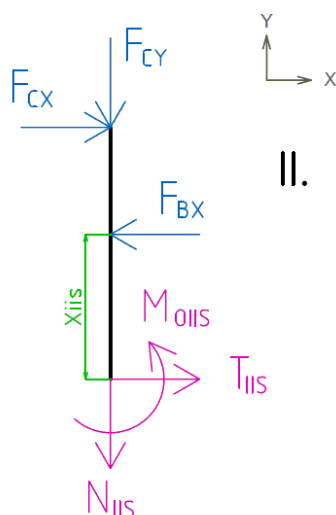
$$\Sigma M_{OIS} = 0 \quad (5.20)$$

$$M_{OIS} - F_{CX} \cdot x_{IS} = 0$$

$$M_{OIS} = F_{CX} \cdot x_{IS} = 36313,5 \cdot \langle 0; 1200 \rangle$$

$$M_{OIS} = \langle 0; 43576200 \rangle \text{ Nmm}$$

II. $x_{IIS} \in \langle 0; a \rangle = \langle 0; 5515 \rangle$



Obr. 5 Interval II. - sloup

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.21)$$

$$F_{CX} - F_{BX} + T_{IIS} = 0$$

$$T_{IIS} = -F_{CX} + F_{BX} = -36313,5 + 36313,5$$

$$T_{IIS} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.22)$$

$$-F_{CY} - N_{IIS} - q_S \cdot x_{IIS} = 0$$

$$N_{IIS} = -F_{CY} - q_S \cdot x_{IIS}$$

$$N_{IIS} = -17932,6 - 1,471 \cdot 5515$$

$$N_{IIS} = -26045,2 \text{ N}$$

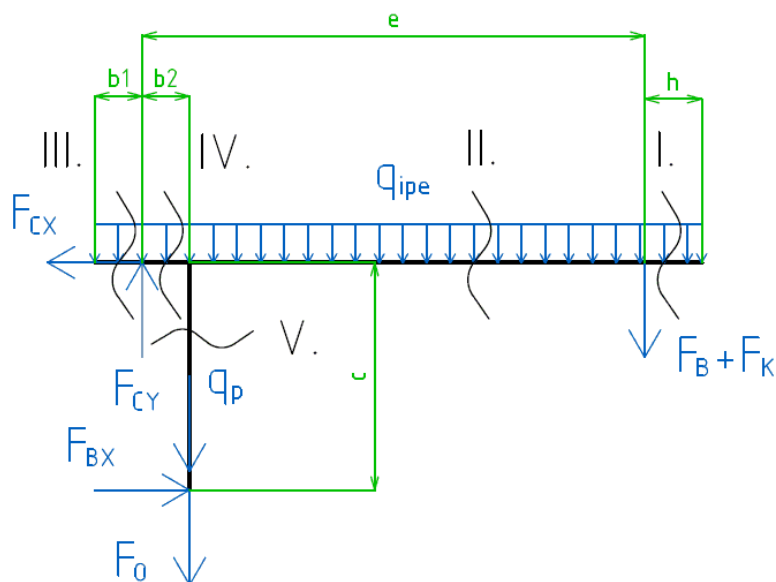
$$\Sigma M_{O_{IIS}} = 0 \quad (5.23)$$

$$M_{O_{IIS}} - F_{CX} \cdot (c + x_{IIS}) + F_{BX} \cdot x_{IIS} = 0$$

$$M_{O_{IIS}} = F_{CX} \cdot (c + x_{IIS}) - F_{BX} \cdot x_{IIS}$$

$$M_{O_{IIS}} = 36313,5 \cdot \langle 1200; 5515 \rangle - 36313,5 \cdot \langle 0; 4315 \rangle$$

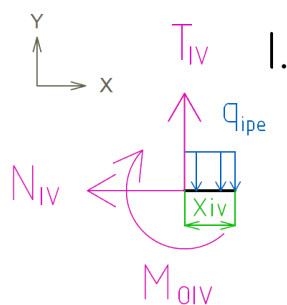
$$M_{O_{IIS}} = \langle 43576200; 43576200 \rangle \text{ Nmm}$$



Obr. 6 Rozdělení výložníku na intervaly

- **Výložník + podpěra**

$$\text{I. } x_{IV} \in \langle 0; h \rangle = \langle 0; 300 \rangle$$



Obr. 7 Interval I. - výložník

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.24)$$

$$N_{IV} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.25)$$

$$T_{IV} - q_{IPEA1} \cdot x_{IV} = 0$$

$$T_{IV} = q_{IPEA1} \cdot x_{IV} = 0,556 \cdot \langle 0; 300 \rangle$$

$$T_{IV} = 166,8 \text{ N}$$

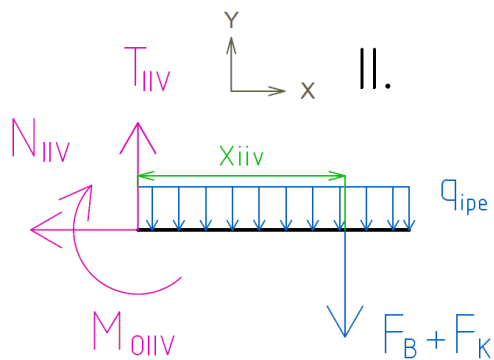
$$\Sigma M_{OIV} = 0 \quad (5.26)$$

$$-M_{OIV} - \frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IV}^2}{2} = 0$$

$$M_{OIV} = -\frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IV}^2}{2} = -\frac{0,556 \cdot \langle 0; 300 \rangle^2}{2}$$

$$M_{OIV} = \langle 0; -25020 \rangle \text{ Nmm}$$

$$\text{II. } x_{IIV} \in \langle 0; e - b_2 \rangle = \langle 0; 2400 \rangle$$



Obr. 8 Interval II. - výložník

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.27)$$

$$N_{IIV} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.28)$$

$$T_{IIV} - F_{KA1} - F_{BA1} - q_{IPEA1} \cdot \langle x_{IIV} + h \rangle = 0$$

$$T_{IIV} = F_{KA1} + F_{BA1} + q_{IPEA1} \cdot \langle x_{IIV} + h \rangle$$

$$T_{IIV} = 1113,7 + 13986,7 + 0,556 \cdot 2700$$

$$T_{IIV} = 16601,6 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{OIIIV} = 0 \quad (5.29)$$

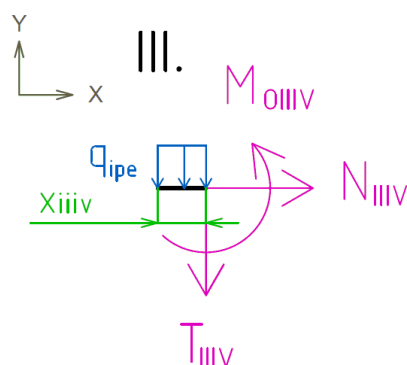
$$-M_{OIIIV} - (F_{KA1} + F_{BA1}) \cdot x_{IIV} - \frac{q_{IPEA1} \cdot \langle x_{IIV} + h \rangle^2}{2} = 0$$

$$M_{OIIIV} = -(F_{KA1} + F_{BA1}) \cdot x_{IIV} - \frac{q_{IPEA1} \cdot \langle x_{IIV} + h \rangle^2}{2}$$

$$M_{OIIIV} = -(1113,7 + 13986,7) \cdot \langle 0; 2400 \rangle - \frac{0,556 \cdot \langle 300; 2700 \rangle^2}{2}$$

$$M_{OIIIV} = \langle -25020; -38267580 \rangle \text{ Nmm}$$

III. $x_{IIIIV} \in \langle 0; b_1 \rangle = \langle 0; 200 \rangle$



Obr. 9 Interval III. - výložník

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.30)$$

$$N_{IIIIV} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.31)$$

$$-T_{IIV} - q_{IPEA1} \cdot x_{IIV} = 0$$

$$T_{IIV} = -q_{IPEA1} \cdot x_{IIV} = -0,556 \cdot 200$$

$$T_{IIV} = -111,2 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{OIIIV} = 0 \quad (5.32)$$

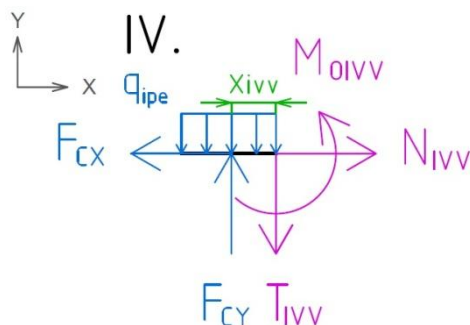
$$M_{OIIIV} + \frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IIV}^2}{2} = 0$$

$$M_{OIIIV} = -\frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IIV}^2}{2}$$

$$M_{OIIIV} = -\frac{0,556 \cdot \langle 0; 200 \rangle^2}{2}$$

$$M_{OIIIV} = \langle 0; -11120 \rangle \text{ Nmm}$$

$$\text{IV. } x_{IVV} \in \langle b_1; b_1 + b_2 \rangle = \langle 200; 500 \rangle$$



Obr. 10 Interval IV. - výložník

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.33)$$

$$N_{IVV} - F_{CX} = 0$$

$$N_{IVV} = F_{CX} = 36313,5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.34)$$

$$-T_{IVV} + F_{CY} - q_{IPEA1} \cdot x_{IVV} = 0$$

$$T_{IVV} = F_{CY} - q_{IPEA1} \cdot x_{IVV}$$

$$T_{IVV} = 17932,6 - 0,556 \cdot 500$$

$$T_{IVV} = 17654,6 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{OIVV} = 0 \quad (5.35)$$

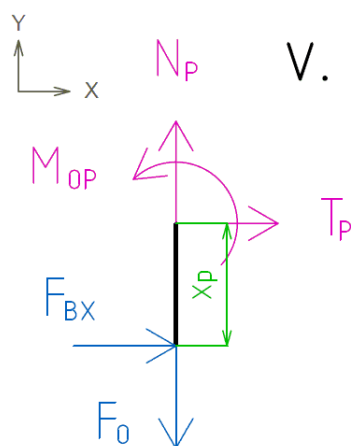
$$M_{OIVV} - F_{CY} \cdot \langle x_{IVV} - b_1 \rangle + \frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IVV}^2}{2} = 0$$

$$M_{OIVV} = F_{CY} \cdot \langle x_{IVV} - b_1 \rangle - \frac{q_{IPEA1} \cdot x_{IVV}^2}{2}$$

$$M_{OIVV} = 17932,6 \cdot \langle 0; 300 \rangle - \frac{0,556 \cdot \langle 200; 500 \rangle^2}{2}$$

$$M_{OIVV} = \langle -11120; 5310280 \rangle \text{ Nmm}$$

$$\text{V. } x_P \in \langle 0; c \rangle = \langle 0; 1200 \rangle$$



Obr. 11 Interval V. - podpěra

$$\Sigma F_X = 0 \quad (5.36)$$

$$T_P + F_{BX} = 0$$

$$T_P = -F_{BX} = -36313,5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_Y = 0 \quad (5.37)$$

$$N_P - q_{PA1} \cdot x_P - F_{OA1} = 0$$

$$N_P = q_{PA1} \cdot x_P + F_{OA1} = 0,561 \cdot 1200 + 381,8$$

$$N_p = 1055 \text{ N}$$

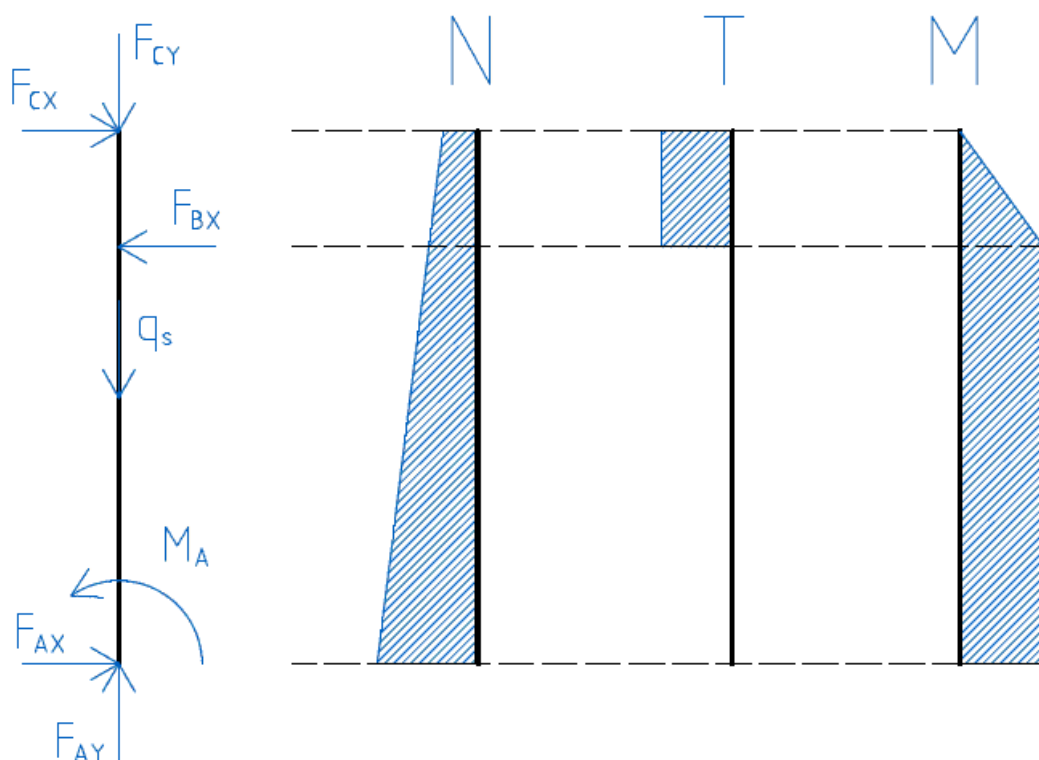
$$\Sigma M_{OP} = 0 \quad (5.38)$$

$$-M_{OP} + F_{BX} \cdot x_P = 0$$

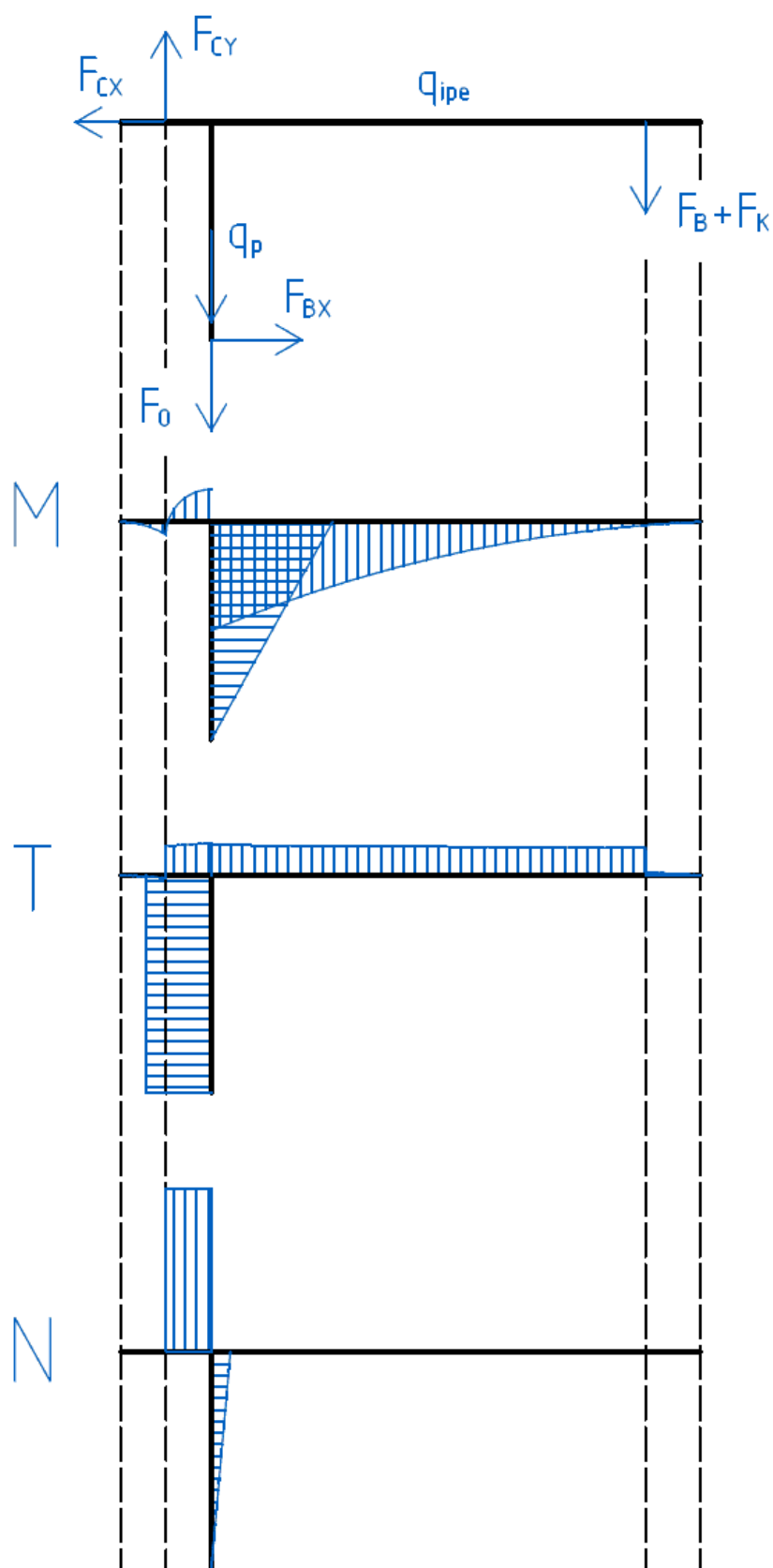
$$M_{OP} = F_{BX} \cdot x_P = 36313,5 \cdot \langle 0; 1200 \rangle$$

$$M_{OP} = \langle 0; 43576200 \rangle \text{ Nmm}$$

5.4 VYHODNOCENÍ VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ



Obr. 12 VVÚ sloupu

*Obr. 13 VVÚ výložníku*

Jak je z obrázku a výpočtů patrné, nejkritičtější místa se nachází u na kontaktu mezi podpěrou a sloupem a podpěrou a výložníkem. Nejvyšší ohybový moment působící na sloup má hodnotu 43 576 200 Nmm, stejně veliký moment působí i na podpěru, o něco menší ohybový moment 38 267 580 Nmm zatěžuje výložník. Z ohybových momentů určím minimální hodnoty průřezů daných prvků.

5.5 NAVRHOVANÉ PROFILY KONSTRUKCE

V této kapitole se budu zabývat kontrolou profilů vhodných pro konstrukci sloupového jeřábu. Profily byly zvoleny již na začátku práce v třetí kapitole. Výpočty budou prováděny vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Koeficient bezpečnosti jsem položil roven 3.

$$k = 3$$

Nejvyšší dovolené napětí získám podělením meze kluzu materiálu koeficientem bezpečnosti. Jen dodám, že sloup, výložník i podpěra jsou vyrobeny z materiálu s mezí kluzu $R_e 355$ MPa.

$$\sigma_{max} = \frac{R_e}{k} \quad (5.39)$$

$$\sigma_{max} = \frac{355}{3} = 118,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_o}{W_{omin}} \rightarrow W_{omin} = \frac{M_o}{\sigma_{max}} \quad (5.40)$$

$$W_{ominsl} = W_{ominp} = \frac{43576200}{118,3} = 368353,3 \text{ mm}^3$$

$$W_{ominvyl} = \frac{38267580}{118,3} = 323479,1 \text{ mm}^3$$

- **Sloup**

Modul průřezu v ohybu sloupu je závislý na vnějším a vnitřním průměru sloupu dle následujícího vztahu: [2, str.40]

$$W_{osl} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \quad (5.41)$$

$$W_{osl} = \frac{\pi \cdot (323,9^4 - 283,9^4)}{32 \cdot 323,9}$$

$$W_{osl} = 1367029,7 \text{ mm}^3$$

Kontrola:

$$W_{ominsl} < W_{osl}$$

$$368353,3 < 1367029,7 \rightarrow \text{zvolený profil vyhovuje}$$

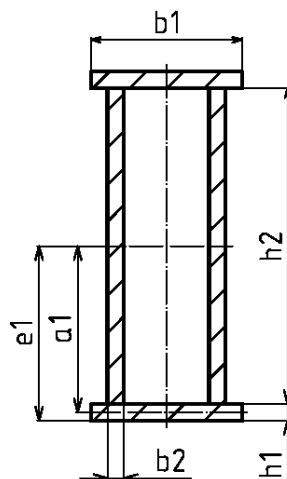
- **Výložník**

Modul průřezu v ohybu W_{ovyl} se nachází na stránkách výrobce profilu. [11]

$$W_{ominvyl} < W_{ovyl}$$

$$323479 < 557000 \rightarrow \text{zvolený profil vyhovuje}$$

- **Podpěra**



Obr. 14 Řez podpěrou

$$b_1 = 110 \text{ mm}, b_2 = 12 \text{ mm}, h_1 = 12 \text{ mm}, h_2 = 230 \text{ mm}$$

$$a_1 = \frac{h_1 + h_2}{2}$$

$$a_1 = \frac{12 + 230}{2}$$

$$a_1 = 121 \text{ mm}$$

$$e_1 = h_1 + \frac{h_2}{2}$$

$$e_1 = 12 + \frac{230}{2}$$

$$e_1 = 127 \text{ mm}$$

Moment setrvačnosti průřezu k ose x se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$I_x = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3 + b_1 \cdot h_1 \cdot a_1^2 \right) + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot b_2 \cdot h_2^3 \quad (5.42)$$

$$I_x = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 110 \cdot 12^3 + 110 \cdot 12 \cdot 121^2 \right) + 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot 12 \cdot 230^3$$

$$I_x = 63\,017\,920\,mm^4$$

Modul průřezu v ohybu k ose x se vypočítá jako podíl momentu setrvačnosti ku nejvzdálenějšímu vláknu:

$$W_{ox} = \frac{I_x}{e_1} \quad (5.43)$$

$$W_{ox} = \frac{63017920}{127}$$

$$W_{ox} = 496204,1\,mm^3$$

Kontrola:

$$W_{omip} < W_{ox}$$

$$368353,3 < 496204,1 \rightarrow \text{zvolený profil vyhovuje}$$

5.6 VZPĚRNÁ STABILITA

Nejprve určíme geometrické vlastnosti a podle štíhlosti určíme, k jakému namáhání zde dochází. Výpočet probíhá dle [3].

- **Minimální poloměr setrvačnosti průřezu prutu**

$$i_s = \sqrt{\frac{I_s}{S_s}} \quad (5.44)$$

$$i_s = \sqrt{\frac{221,4 \cdot 10^6}{19,1 \cdot 10^3}}$$

$$i_s = 107,7\,mm$$

$I_s [mm^4]$ moment setrvačnosti namáhaného průřezu sloupu

$S_s [mm^2]$ plocha namáhaného průřezu

- **Štíhlost prutu**

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_s} \quad (5.45)$$

$$\lambda = \frac{11030}{107,7}$$

$$\lambda = 102,4$$

$l_{red} [mm]$ redukovaná délka, vypočítá se jako $a \cdot \mu_s$, kde a je výška sloupu a μ_s je hodnota zatěžovacího stavu, v tomto případě rovna 2

Štíhlost prutu vychází vyšší než 100, další výpočet bude probíhat podle Eulera pro pružný vzpěr.

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (5.46)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{102,4^2}$$

$$\sigma_{kr} = 197,7 \text{ MPa}$$

E [MPa] modul pružnosti v tahu pro ocel

- **Maximální dovolené napětí ve sloupu**

$$\sigma_{dsl} = \frac{F}{S} = \frac{N_{lls}}{S_s} \quad (5.47)$$

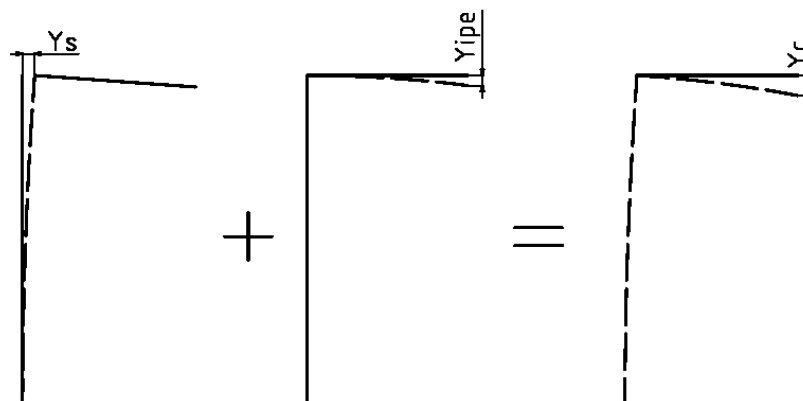
$$\sigma_{dsl} = \frac{26045,2}{19,1 \cdot 10^3} = 1,36 \text{ MPa}$$

Kontrola:

$\sigma_{kr} \gg \sigma_{dsl} \rightarrow$ vzpěrná stabilita prokázána

5.7 PŘETVOŘENÍ KONSTRUKCE

Celkový průhyb na konci výložníku se vypočítá pomocí principu superpozice z průhybu sloupu a průhybu výložníku. Pro výpočet se používá zatížení bez navyšujících koeficientů. Pro zjednodušení se jedná o vetknutí.



Obr. 15 Znáznornění přetvoření

- **Zatěžující síla u výložníku**

$$F_Z = (m + m_k) \cdot g = (1000 + 84,6) \cdot 9,81 \quad (5.48)$$

$$F_Z = 10639,9 \text{ N}$$

- **Zatěžující moment u sloupu**

$$M_Z = F_Z \cdot e = 10639,9 \cdot 2700 \quad (5.49)$$

$$M_Z = 28727730 \text{ Nmm}$$

- **Průhyb a úhel natočení výložníku**

$$y_{IPE} = \frac{F_Z \cdot e^3}{3 \cdot E \cdot J_{IPE}} \quad (5.50)$$

$$y_{IPE} = \frac{10639,9 \cdot 2700^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 83,6 \cdot 10^6}$$

$$y_{IPE} = 3,97 \text{ mm}$$

$$\alpha_{IPE} = \frac{F_Z \cdot e^2}{2 \cdot E \cdot J_{IPE}} \quad (5.51)$$

$$\alpha_{IPE} = \frac{10639,9 \cdot 2700^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 83,6 \cdot 10^6}$$

$$\alpha_{IPE} = 0,0022^\circ$$

- **Průhyb a úhel natočení sloupu**

$$y_S = \frac{M_V \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot J_S} \quad (5.52)$$

$$y_S = \frac{28727730 \cdot 5515^2}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 221,4 \cdot 10^6}$$

$$y_S = 9,4 \text{ mm}$$

$$\alpha_S = \frac{M_V \cdot a}{E \cdot J_S} \quad (5.53)$$

$$\alpha_S = \frac{28727730 \cdot 5515}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 221,4 \cdot 10^6}$$

$$\alpha_S = 0,0034^\circ$$

- **Celkový průhyb**

$$y_c = y_{IPE} + y_S \quad (5.54)$$

$$y_c = 3,97 + 9,40 = 13,37 \text{ mm}$$

- **Mezní imperfekce dle [8, tab. 13]**

Výložník:

$$y_{IPEd} = \frac{e}{300} = \frac{2700}{300}$$

$$y_{IPEd} = 9 \text{ mm}$$

$$y_{IPE} < y_{IPEd}$$

$$3,97 < 9 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\alpha_{IPE} < \alpha_{IPEd}$$

$$0,0022 < 0,21 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Sloup:

$$y_{Sd} = \frac{a}{300} = \frac{5515}{300}$$

$$y_{Sd} = 18,4 \text{ mm}$$

$$y_S < y_{Sd}$$

$$9,4 < 18,4 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\alpha_S < \alpha_{Sd}$$

$$0,0034 < 0,21 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.8 ÚNAVOVÁ PEVNOST

Únava materiálu tvoří významnou položku, co se kontroly konstrukce týče. Ačkoliv aktuální normy únavovou pevnost téměř neobsahují, nesmí se opomenout.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} < \sigma_{OU} \quad (5.55)$$

Únavová pevnost σ_{OU} má hodnotu 180 MPa dle [8, str. 60].

- **Sloup**

$$\sigma_{oS} = \frac{M_{oIS}}{W_{oS}} = \frac{43576200}{1367029,7} = 31,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oS} < \sigma_{OU}$$

$$31,9 < 180 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

- **Výložník**

$$\sigma_{oV} = \frac{M_{oIV}}{W_{oV}} = \frac{38267580}{557000} = 68,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{oV} < \sigma_{OU}$$

$68,7 < 180 \rightarrow \text{vyhovuje}$

- **Podpěra**

$$\sigma_{OP} = \frac{M_{OP}}{W_{OP}} = \frac{43576200}{496204,1} = 87,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{OP} < \sigma_{OU}$$

$87,8 < 180 \rightarrow \text{vyhovuje}$

Hlavní nosné prvky jsou vhodně dimenzovány a vyhovují i z hlediska únavové pevnosti.

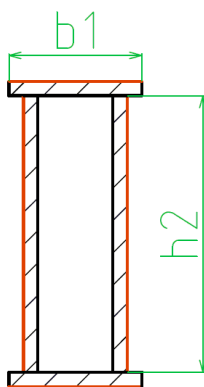
6 NÁVRH A KONTROLA OSTATNÍCH ČÁSTÍ JEŘÁBU

V této kapitole se zaměřím na kontrolu svarů, vyberu vhodná ložiska, vypočítám parametry, které musí splňovat otočné ústrojí, a zvolím vhodné kotevní šrouby pro připevnění sloupu jeřábu k základu.

6.1 KONTROLA SVARŮ

Na jeřábu se nachází více svařovaných míst, zaměřím se na dva hlavní uzly, kterými jsou svar mezi výložníkem a podpěrou a svar mezi výložníkem a čepem, který zajišťuje otáčení výložníku na sloupu.

6.1.1 SVAR SPOJUJÍCÍ PODPĚRU A VÝLOŽNÍK



Obr. 16 Účinná plocha svaru - podpěra

- Plocha účinného průřezu [4, str. 515, tab. 9-2]

Výška svaru $z = 8 \text{ mm}$

$$S_{SV1} = 1,414 \cdot z \cdot h_2 + 1,414 \cdot z \cdot b_1 \quad (6.1)$$

$$S_{SV1} = 1,414 \cdot 8 \cdot 230 + 1,414 \cdot 8 \cdot 110$$

$$S_{SV1} = 3846,1 \text{ mm}^2$$

- Smykové napětí související s posouvající silou

$$\tau_{F1} = \frac{F}{S} = \frac{F_{CX}}{S_{SV1}} \quad (6.2)$$

$$\tau_{F1} = \frac{36313,5}{3846,1}$$

$$\tau_{F1} = 9,44 \text{ MPa}$$

- Smykové napětí související s ohybovým momentem

Celkový osový kvadratický moment účinného průřezu svaru [4, str. 514]:

$$J_{SV1} = 0,707 \cdot z \cdot J_{zu1} \quad (6.3)$$

$$J_{zu1} = \frac{h_2^3}{6} + \frac{b_1 \cdot (2 \cdot h_1 + h_2)^2}{2} \quad (6.4)$$

$$J_{zu1} = \frac{230^3}{6} + \frac{110 \cdot (2 \cdot 12 + 230)^2}{2}$$

$$J_{zu1} = 5576213,3 \text{ mm}^3$$

$$J_{SV1} = 0,707 \cdot 8 \cdot 5576213,3 = 31539062,4 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{M1} = \frac{M_{max} \cdot e}{J} = \frac{M_{OP} \cdot e_1}{J_{SV1}} \quad (6.5)$$

$$\tau_{M1} = \frac{43576200 \cdot 127}{31539062,4}$$

$$\tau_{M1} = 175,5 \text{ MPa}$$

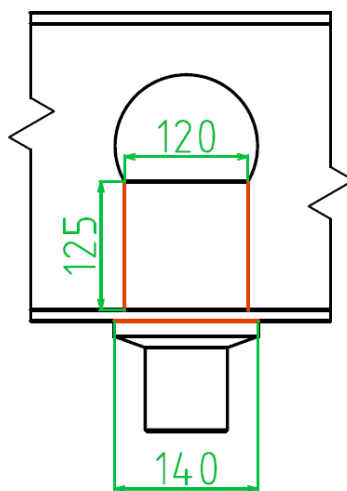
- Celkové napětí**

$$\tau_1 = \sqrt{\tau_{F1}^2 + \tau_{M1}^2} \quad (6.6)$$

$$\tau_1 = \sqrt{9,44^2 + 175,5^2}$$

$$\tau_1 = 175,75 \text{ MPa}$$

6.1.2 SVAR SPOJUJÍCÍ VÝLOŽNÍK A ČEP



Obr. 17 Účinná plocha svaru – čep

- Plocha účinného průřezu**

$$S_{SV2a} = 1,414 \cdot \pi \cdot z \cdot r \quad (6.7)$$

$$S_{SV2a} = 1,414 \cdot \pi \cdot 8 \cdot 140$$

$$S_{SV2a} = 4975,3 \text{ mm}^2$$

$$S_{SV2b} = 2 \cdot 1,414 \cdot z \cdot h \quad (6.8)$$

$$S_{SV2b} = 2 \cdot 1,414 \cdot 8 \cdot 125$$

$$S_{SV2b} = 2828 \text{ mm}^2$$

$$S_{SV2} = S_{SV2a} + S_{SV2b} \quad (6.9)$$

$$S_{SV2} = 4975,3 + 2828 = 7803,3 \text{ mm}^2$$

- **Smykové napětí související s posouvající silou**

$$\tau_2 = \frac{F}{S} = \frac{F_{CX}}{S_{SV2}} \quad (6.10)$$

$$\tau_2 = \frac{36313,5}{7803,3}$$

$$\tau_2 = 4,65 \text{ MPa}$$

6.1.3 DOVOLENÉ NAPĚTÍ NA SVAROVÝ SPOJ [4, STR. 519]

$$\tau_{Dsv} = \alpha \cdot \frac{R_e}{k} \quad (6.11)$$

$$\tau_{Dsv} = 0,7 \cdot \frac{355}{1,25}$$

$$\tau_{Dsv} = 198,8 \text{ MPa}$$

α [-] převodní součinitel svarového spoje

k [-] součinitel bezpečnosti, volí se v rozmezí 1,25 – 2,0

Kontrola:

$$\tau_{Dsv} > \tau_1, \tau_2$$

$$198,8 > 175,75 ; 4,65 \rightarrow \text{svary vyhovují}$$

6.2 LOŽISKA

Pro zajištění správné funkce jeřábu navrhuji ložiska v místě spojení čepu se sloupem a ložiska pro odvalování kol podpěry po sloupu.

6.2.1 LOŽISKO V BODĚ C

V místě spojení čepu se sloupem jsem navrhl použít soudečkové ložisko od firmy SKF, konkrétně typ BS2-2216-2CS. Soudečkové ložisko jsem zvolil z toho důvodu, že v bodě C jsou přenášeny jak radiální, tak i axiální síly.

Vzhledem k nízkému počtu otáček výložníku (potažmo ložisek) se budu řídit výpočtem pro statickou únosnost ložiska ze stránek výrobce [13].

| | | |
|------------|----------------------|---------------------------|
| Parametry: | vnitřní průměr | $d_C = 80 \text{ mm}$ |
| | vnější průměr | $D_C = 140 \text{ mm}$ |
| | šířka | $B_C = 40 \text{ mm}$ |
| | statická únosnost | $C_{0C} = 270 \text{ kN}$ |
| | hmotnost | $m_C = 2,4 \text{ kg}$ |
| | výpočtový součinitel | $Y_0 = 2,8$ |

- **Ekvivalentní statické zatížení ložiska C**

$$P_{0C} = F_r + Y_0 \cdot F_a = 36313,5 + 2,8 \cdot 17932,6 \quad (6.12)$$

$$P_{0C} = 86524,8 \text{ N}$$

- **Minimální statická únosnost [14, str. 77]**

$$C_{0Cmin} = s_{0C} \cdot P_{0C} = 2,5 \cdot 86524,8 \quad (6.13)$$

$$C_{0Cmin} = 216312 \text{ N}$$

$s_{0C} [-]$ součinitel statické bezpečnosti

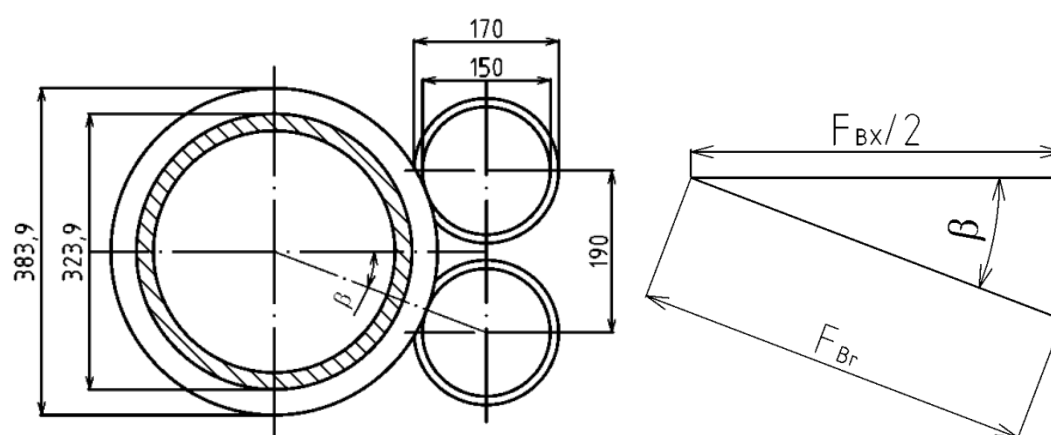
Kontrola:

$$C_0 > C_{0Cmin}$$

$$270000 > 216312 \rightarrow \text{ložisko podmínku splňuje, tedy vyhovuje}$$

6.2.2 LOŽISKO V BODĚ B

V místě B je ke sloupu připevněn prstenec, po kterém se odvalují dvě ložiska připevněná k podpěře samostatnou konstrukcí. Nevyskytují se zde žádné axiální síly, proto jsem zvolil kuličkové ložisko, opět od firmy SKF, znovu se budu řídit jejich výpočty. Radiální síla na ložisko se musí přepočítat, protože její směr není shodný se směrem síly od zatížení výložníku a vlastní váhy konstrukce.



Obr. 18 Znáznornění radiální síly na ložisko B

| | | |
|------------|------------------------------|----------|
| Parametry: | Ø sloupu D_S | 323,9 mm |
| | Ø prstence D_P | 383,9 mm |
| | Ø odvalovacího kola D_{kl} | 150 mm |
| | Ø poháněného kola D_{ko} | 170 mm |
| | vzdálenost os odv. kol L_O | 190 mm |

- Určení úhlu sklonu zatížení na ložisko B**

$$\sin \beta = \frac{\frac{L_O}{2}}{\frac{D_P + D_{kl}}{2}} \quad (6.14)$$

$$\sin \beta = \frac{\frac{190}{2}}{\frac{383,9 + 150}{2}}$$

$$\sin \beta = 0,356 \rightarrow \beta = 20,8^\circ$$

- Velikost radiální síly na ložisko B**

$$\frac{F_{BX}}{2} = \frac{36313,5}{2} = 18156,75 \text{ N}$$

$$F_{Br} = \frac{\frac{F_{BX}}{2}}{\cos \beta} = \frac{18156,75}{\cos 20,8^\circ}$$

$$F_{Br} = 19422,6 \text{ N}$$

Vzhledem k radiální síle, kterou musí být ložisko schopné přenést, jsem zvolil z [15] kuličkové ložisko SKF 6309-2Z

| | | |
|------------|-------------------|----------------------------|
| Parametry: | vnitřní průměr | $d_B = 45 \text{ mm}$ |
| | vnější průměr | $D_B = 100 \text{ mm}$ |
| | šířka | $B_B = 25 \text{ mm}$ |
| | statická únosnost | $C_{0B} = 31,5 \text{ kN}$ |
| | hmotnost | $m_B = 0,8 \text{ kg}$ |

- **Ekvivalentní statické zatížení ložiska B**

$$P_{0B} = F_{Br} \quad (6.15)$$

$$P_{0B} = 19422,6 \text{ N}$$

- **Minimální statická únosnost [14, str. 77]**

$$C_{0Bmin} = s_{0B} \cdot P_{0B} = 1,5 \cdot 19422,6 \quad (6.16)$$

$$C_{0Bmin} = 29133,9 \text{ N}$$

s_{0B} [-] součinitel statické bezpečnosti

Kontrola:

$$C_0 > C_{0Bmin}$$

$31500 > 29133,9 \rightarrow$ ložisko podmínku splňuje, tedy vyhovuje

6.3 OTOČNÉ ÚSTROJÍ

Tato kapitola se týká výběru otočného ústrojí. To musí být schopné překonat statické a dynamické odpory celé sestavy. Podle potřebného točivého momentu a otáček bude zvolen pohon otoče.

6.3.1 DYNAMICKÉ ÚČINKY – MOMENTY SETRVAČNOSTI

- **Břemeno**

$$I_B = m \cdot e^2 \quad (6.17)$$

$$I_B = 1000 \cdot 2700^2$$

$$I_B = 7290 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Kladkostroj**

$$I_K = m_K \cdot e^2 \quad (6.18)$$

$$I_K = 84,6 \cdot 2700^2$$

$$I_K = 616,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Podpěra**

$$I_P = m_P \cdot b_2^2 \quad (6.19)$$

$$I_P = 51,1 \cdot 300^2$$

$$I_P = 4,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Výložník**

$$I_{IPE} = \frac{1}{3} \cdot m_{IPE} \cdot (b + b_1)^2 \quad (6.20)$$

$$I_{IPE} = \frac{1}{3} \cdot 135 \cdot (3000 + 200)^2$$

$$I_{IPE} = 460,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Redukovaný moment setrvačnosti**

$$\frac{1}{2} \cdot I_{RED} \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot I_B \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot I_K \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot I_P \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{IPE} \cdot \omega^2 \quad (6.21)$$

$$I_{RED} = I_B + I_K + I_P + I_{IPE}$$

$$I_{RED} = 7290 + 616,7 + 4,6 + 460,8$$

$$I_{RED} = 8372,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- **Celkový dynamický moment**

$$M_D = I_{RED} \cdot \alpha \quad (6.22)$$

$$M_D = 8372,1 \cdot 0,105$$

$$M_D = 879,1 \text{ Nm}$$

6.3.2 STATICKÉ ÚČINKY

Kromě valivého odporu mezi ložisky a prstencem v bodě B se na jeřábu nevyskytují žádné jiné podstatné statické účinky.

$$M_S = 2 \cdot F_{BX} \cdot e \quad (6.23)$$

$$M_S = 2 \cdot 36313,5 \cdot 0,0005$$

$$M_S = 36,3 \text{ Nm}$$

e [m] rameno valivého odporu

Celkový moment potřebný k rozpořybování otoče se vypočítá jako suma statických a dynamických účinků.

$$M_C = M_D + M_S \quad (6.24)$$

$$M_C = 879,1 + 36,3$$

$$M_C = 915,4 \text{ Nm}$$

6.3.3 VÝPOČET MOMENTU POHONU OTOČE

Budu postupovat pomocí jednoduchého vzorce $F \cdot r = M$ pro všechna kola, která se účastní přenosu točivého momentu.

$$F \cdot r = M \quad (6.25)$$

$$F_1 = \frac{M_C}{r_P} = \frac{915,4}{\frac{0,3839}{2}} \quad (6.26)$$

$$F_1 = 4768,95 \text{ N}$$

$$F_1 \cdot r_{kl} = M_1 \quad (6.27)$$

$$M_1 = 4768,95 \cdot \frac{0,15}{2} = 357,67 \text{ Nm}$$

$$F_2 = \frac{M_1}{r_{ko}} = \frac{357,67}{\frac{0,17}{2}} \quad (6.28)$$

$$F_2 = 4207,88 \text{ N}$$

$$M_{př} = F_2 \cdot r_{př} = 4207,88 \cdot \frac{0,08}{2} \quad (6.29)$$

$$M_{př} = 168,3 \text{ Nm}$$

6.3.4 VÝPOČET VÝSTUPNÍCH OTÁČEK POHONU OTOČE

Známa je úhlová rychlost otáčení výložníku (360° za 1 minutu). Přes převodové poměry kol se dopočítám otáček na výstupu ze šnekové převodovky použité pro otáčení výložníku.

$$i_{13} = \frac{D_P}{D_{kl}} \quad (6.30)$$

$$i_{13} = \frac{0,3839}{0,15}$$

$$i_{13} = 2,559$$

$$i_{24} = \frac{D_{ko}}{D_{př}} \quad (6.31)$$

$$i_{24} = \frac{0,17}{0,08}$$

$$i_{24} = 2,125$$

$$n_p = \omega \cdot i_{13} \cdot i_{24} \quad (6.32)$$

$$n_p = 2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 2,559 \cdot 2,125 = 34,2 \cdot \text{min}^{-1}$$

Zvolené převodové ústrojí [17, str. E9]: Nord SK 12063-80L/4

výkon 0,75 kW

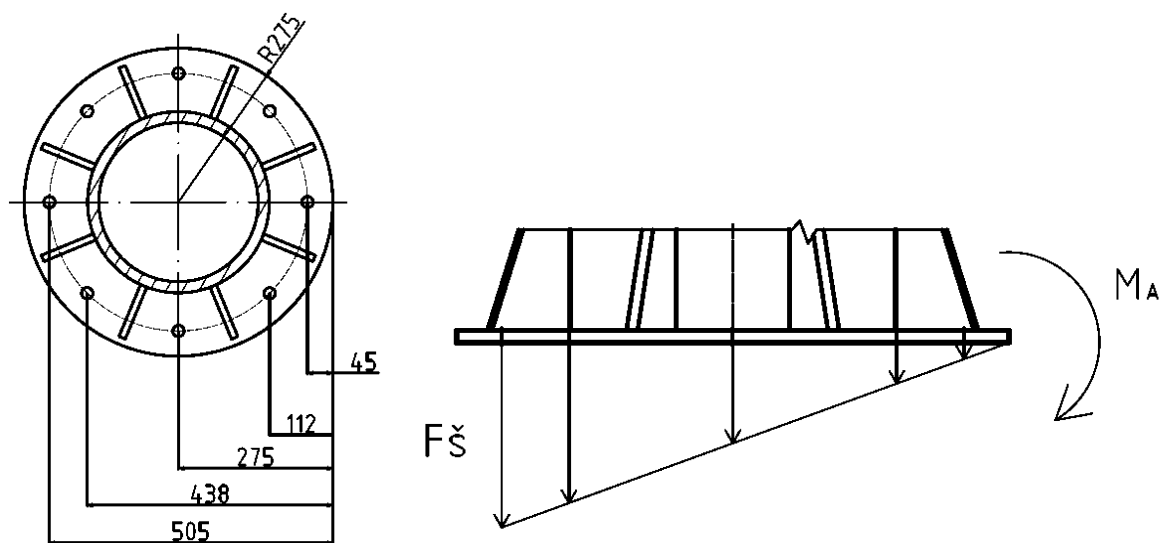
výstupní otáčky 31/min

výstupní moment 173 Nm

6.4 KOTEVNÍ ŠROUBY

Patka přivařená ke spodní části sloupu slouží k zajištění jeřábu k zemi. Kotvicí funkci zajišťuje 8 závitových tyčí, které jsou součástí armatury betonového základu.

Síla působící na šroub se zvětšuje lineárně od bodu klopení na okraji patky. Výpočet je dimenzován tak, aby i jeden šroub dokázal udržet celý jeřáb na svém místě.



Obr. 19 Náskres kotevní patky

8x závitová tyč M16 8.8

Parametry: mez kluzu $R_{e\dot{s}}$ 640 MPa

plocha šroubu $S_{\dot{s}}$ 157 mm²

$$M_A \geq F_{\dot{s}} \cdot l_{kl} \quad (6.33)$$

$$F_s \leq \frac{M_A}{l_{kl}}$$

$$F_s \leq \frac{43576200}{505}$$

$$F_s \leq 86289,5 \text{ N}$$

$$\sigma_s = \frac{F_s}{S_s} < R_{es} \quad (6.34)$$

$$\sigma_s = \frac{86289,5}{157} = 549,6 \text{ MPa}$$

$549,6 < 640 \rightarrow \text{podmínka splněna, závitové tyče M16 vyhovují}$

Otvory na závitové tyče M16 mají průměr 20mm.

ZÁVĚR

Cílem mé práce bylo vypracovat technickou zprávu s rozбором konstrukce a důležitými pevnostními výpočty, jakož i volba vhodného kladkostroje a pohonu otoče a výkres sestavy jeřábu.

V první kapitole stručně nastiňuji různé možnosti konfigurací sloupových jeřábů. V zadání není specifikováno, která varianta musí být použita, nejvhodnějším se z hlediska jednoduchosti konstrukce jevil sloupový jeřáb s neotočným sloupem a pevným výložníkem.

Druhá kapitola obsahuje shrnutí cílů práce a zadané parametry, dle kterých jsem se při výpočtu jeřábu řídil.

Prvky konstrukce jeřábu, komponenty i specifikace pracoviště, na kterém se bude jeřáb vyskytovat, se nacházejí v další kapitole. Sloup jeřábu je tvořen hladkou bezešvou trubkou o průměru 323,9 mm a tloušťce stěny 20 mm. Výložník je tvořen profilem IPE 300, po kterém pojíždí kladkostroj a který je podpírán podpěrou svařenou z plechů tloušťky 12 mm. Dodavatelem železných profilů je firma Feron a.s. Elektrický řetězový kladkostroj dodala firma Giga s.r.o., pohon otoče zajišťuje šneková převodovka od firmy Nord s.r.o., která současně slouží i jako brzda výložníku v případě, že není spuštěný pohon. Elektrický proud je na výložník přenášen pomocí kroužkového sběrače.

Čtvrtá kapitola obsahuje výčet klasifikace jeřábu a kombinace zatížení dle příslušné normy. Tabulky s kombinacemi zatížení doplněnými skutečnými hodnotami a tabulka s vynechanými zatíženími se nacházejí v příloze této práce.

Kontrolou konstrukce se zabývá pátá kapitola, ve které je zpracován silový rozbor konstrukce, vyšetřeny jsou výsledné vnitřní účinky, díky kterým jsou známa kritická místa. Pro ty jsou poté kontrolovány prvky konstrukce, které jsem navrhl s koeficientem bezpečnosti $k = 3$.

V závěrečné kapitole jsem ověřil vhodnost svarů, spočítal jsem zatížení na ložiska a moment, který musí překonat otočné ústrojí. Následně jsem zkontroloval návrh kotevních šroubů.

Byl zpracován výkres sestavy jeřábu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007, 182 s. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [2] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999, xiv, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [3] MALÁŠEK, Jiří. *Dopravní a manipulační zařízení - skriptá*. Brno: VUT - Fakulta strojního inženýrství, 2013.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] ČSN EN 1991-3. *Eurokód 1: Zatížení konstrukcí - Část 3: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [6] ČSN EN 13001-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 1: Základní principy a požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [7] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [8] ČSN EN 13001-3-1+A1. *Jeřáby - Návrh všeobecně: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013.
- [9] ČSN EN 14985. *Jeřáby - Otočné výložníkové jeřáby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [10] Abus: Katalog kladkostrojů. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: http://www.iteco.cz/files/ckeditor/Soubory/katalogy_2015/ABUCompact_cz.pdf
- [11] Conductix: Katalog nárazníků. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: http://www.conductix.cz/sites/default/files/downloads/TDB0170-0001-D_Anschlagpuffer.pdf
- [12] Conductix: Kabelové vlečky. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: http://www.conductix.cz/cz/produkty/kabelove-vlecky?parent_id=6960
- [13] Exvalos: Katalogy ložisek SKF. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_06_Soudeckova %20loziska.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_06_Soudeckova%20loziska.pdf)
- [14] Exvalos: Katalogy ložisek SKF. [online]. [cit. 2015-04-04].
Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_03_Urceni%20velikosti%20loziska.pdf

- [15] Exvalos: Katalogy ložisek SKF. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf
- [16] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2015-04-10].
Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=30719>
- [17] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2015-04-10].
Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25508>
- [18] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2015-04-10].
Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29835>
- [19] Feron: Sortimentní katalog. [online]. [cit. 2015-04-10].
Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29835>
- [20] Giga: Katalog elektrických řetězových kladkostrojů. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: http://www.gigasro.cz/files/katalogy/giga_chain_hoists_catalogue_-_2010.pdf
- [21] Liftket: Katalog STAR LIFTKET. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: <http://www.tedox.cz/el-kladkostroje-star-liftket#zal1>
- [22] Nord: Katalog převodovek a motorů Nord. [online]. [cit. 2015-04-10].
Dostupné z: http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [23] Stahl: Katalog kladkostrojů Stahl SC. [online]. [cit. 2015-04-06].
Dostupné z: <http://www.kranttechnik.cz/retezove-kladkostroje>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|-------------|----------------------|--|
| a | [m] | výška sloupu |
| a_p | [m·s ⁻²] | maximální zrychlení pohonu pojezdu |
| b | [m] | délka výložníku od osy otáčení po konec |
| b_1 | [m] | délka výložníku od osy otáčení po nezatížený konec |
| b_2 | [m] | vzdálenost mezi osou otáčení výložníku a středem průřezu podpěry |
| B_B | [mm] | šířka kuličkového ložiska |
| B_C | [mm] | šířka soudečkového ložiska |
| C | [-] | celkový počet pracovních cyklů |
| c | [m] | délka podpěry |
| C_{0B} | [kN] | statická únosnost kuličkového ložiska |
| C_{0Bmin} | [N] | minimální statická únosnost kuličkového ložiska |
| C_{0C} | [kN] | statická únosnost soudečkového ložiska |
| C_{0Cmin} | [N] | minimální statická únosnost soudečkového ložiska |
| D_B | [mm] | vnější průměr kuličkového ložiska |
| d_B | [mm] | vnitřní průměr kuličkového ložiska |
| D_C | [mm] | vnější průměr soudečkového ložiska |
| d_C | [mm] | vnitřní průměr soudečkového ložiska |
| D_{kl} | [mm] | průměr odvalovacího kola |
| D_{ko} | [mm] | průměr poháněného kola |
| D_P | [mm] | průměr prstence |
| D_S | [mm] | průměr sloupu |
| e | [m] | délka vyložení od osy otáčení výložníku |
| E | [MPa] | modul pružnosti v tahu pro ocel |
| E_k | [J] | kinetická energie nárazu |
| F_{AX} | [N] | reakční síla v bodě A ve směru X |

| | | |
|----------------|--------------------|--|
| F_{AY} | [N] | reakční síla v bodě A ve směru Y |
| F_B | [N] | zatížení od hmotnosti břemena |
| F_{BA1} | [N] | zatížení od hmotnosti břemena při kombinaci zatížení A1 |
| F_{BD} | [N] | zatížení dynamického zkušebního břemena |
| F_{Br} | [N] | radiální síla na ložisko B |
| F_{BSt} | [N] | zatížení statického zkušebního břemena |
| F_{BX} | [N] | reakční síla v bodě B ve směru X |
| F_{CX} | [N] | reakční síla v bodě C ve směru X |
| F_{CY} | [N] | reakční síla v bodě C ve směru Y |
| $F_{IPE1,2}$ | [N] | zatížení od hmotnosti výložníku |
| $F_{IPE1,2A1}$ | [N] | zatížení od hmotnosti výložníku při kombinaci zatížení A1 |
| F_K | [N] | zatížení od hmotnosti kladkostroje |
| F_{KA1} | [N] | zatížení od hmotnosti kladkostroje při kombinaci zatížení A1 |
| F_O | [N] | zatížení od hmotnosti otočného ústrojí |
| F_{OA1} | [N] | zatížení od hmotnosti otočného ústrojí při kombinaci zatížení A1 |
| F_P | [N] | zatížení od hmotnosti podpěry |
| F_{PA1} | [N] | zatížení od hmotnosti podpěry při kombinaci zatížení A1 |
| F_s | [N] | zatížení na závitovou tyč |
| F_S | [N] | zatížení od hmotnosti sloupu |
| F_Z | [N] | zatížení u výložníku |
| g | $[m \cdot s^{-2}]$ | tíhové zrychlení |
| h | [m] | vzdálenost mezi maximálním vyložením a koncem výložníku |
| H_1 | [N] | zatížení hmotností jeřábu |
| H_2 | [N] | zatížení hmotností břemene zdvihu |
| H_3 | [N] | zatížení zrychlením pohonu |
| H_4 | [N] | zatížení zkušebního břemena |
| H_5 | [N] | nárazová síla |

| | | |
|------------------|------------------------------|--|
| H_6 | [N] | zatížení nouzovým zastavením |
| i_{13} | [-] | převodový poměr mezi prstencem a odvalovacím kolem |
| i_{24} | [-] | převodový poměr mezi poháněným kolem a poháněcím pastorkem |
| I_B | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ | moment setrvačnosti břemena |
| I_{IPE} | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ | moment setrvačnosti výložníku |
| I_K | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ | moment setrvačnosti kladkostroje |
| I_P | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ | moment setrvačnosti podpěry |
| I_{RED} | $[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ | redukovaný moment setrvačnosti |
| i_s | [mm] | minimální poloměr setrvačnosti průřezu prutu |
| I_S | $[\text{mm}^4]$ | moment setrvačnosti průřezu sloupu |
| i_v | [-] | stupně volnosti pro kinematický rozbor |
| I_x | $[\text{mm}^4]$ | moment setrvačnosti průřezu podpěry |
| J_{SV1} | $[\text{mm}^4]$ | osový kvadratický moment svaru – podpěra |
| k | [-] | koeficient bezpečnosti |
| k_Q | [-] | součinitel spektra zatížení |
| l_{kl} | [mm] | největší vzdálenost sroubu od bodu klopení |
| L_O | [mm] | vzdálenost os odvalovacích kol |
| l_{red} | [m] | redukovaná délka sloupu |
| m | [kg] | nosnost, hmotnost břemena |
| $M_{(\dots)}$ | [Nm] | Ohybový moment VVÚ |
| M_A | [Nm] | reakční moment v bodě A |
| m_B | [kg] | hmotnost kuličkového ložiska |
| m_C | [kg] | hmotnost soudečkového ložiska |
| M_C | [Nm] | celkový moment nutný k otáčení výložníku |
| M_D | [Nm] | celkový dynamický moment |
| m_{IPE} | [kg] | hmotnost výložníku |
| m_K | [kg] | hmotnost kladkostroje s pojezdem |

| | | |
|-------------|----------------------|--|
| m_p | [kg] | hmotnost podpěry |
| $M_{př}$ | [Nm] | požadovaný minimální kroutící moment pohonu otoče |
| M_S | [Nm] | statický moment |
| M_Z | [Nm] | zatěžující moment u sloupu |
| n | [-] | počet těles sestavy pro kinematický rozbor |
| $N_{(...)}$ | [N] | normálová posouvající síla VVÚ |
| n_p | [min. ₁] | požadované výstupní otáčky pohonu otoče |
| P_{0B} | [N] | ekvivalentní statické zatížení kuličkového ložiska |
| P_{0C} | [N] | ekvivalentní statické zatížení soudečkového ložiska |
| q_{index} | [N·m ⁻¹] | liniové zatížení na tělese dle indexu |
| R_e | [MPa] | mez kluzu materiálu konstrukce |
| $R_{eš}$ | [MPa] | mez kluzu závitových tyčí |
| r_{kl} | [m] | poloměr odvalovacího kola |
| r_{ko} | [m] | poloměr poháněného kola |
| r_p | [m] | poloměr prstence |
| $r_{př}$ | [m] | poloměr poháněcího pastorku |
| s_{0B} | [-] | součinitel statické bezpečnosti kuličkového ložiska |
| s_{0C} | [-] | součinitel statické bezpečnosti soudečkového ložiska |
| S_S | [mm ²] | plocha průřezu sloupu |
| S_{\S} | [mm ²] | plocha průřezu závitové tyče |
| S_{SV1} | [mm ²] | plocha svaru - podpěra |
| S_{SV2} | [mm ²] | plocha svaru – čep |
| $T_{(...)}$ | [N] | tečná posouvající síla VVÚ |
| v_h | [m·s ⁻¹] | maximální zdvihová rychlost |
| v_{pmax} | [m·s ⁻¹] | maximální rychlost pojezdu |
| W_{omin} | [mm ³] | minimální průřezový modul |
| W_{ominp} | [mm ³] | minimální průřezový modul k ose ohybu podpěry |

| | | |
|-----------------|------------|---|
| W_{ominsl} | $[mm^3]$ | minimální průřezový modul k ose ohybu sloupu |
| $W_{ominvy1}$ | $[mm^3]$ | minimální průřezový modul k ose ohybu výložníku |
| W_{osl} | $[mm^3]$ | modul průřezu v ohybu sloupu |
| W_{ovy1} | $[mm^3]$ | modul průřezu v ohybu výložníku |
| W_{ox} | $[mm^3]$ | modul průřezu v ohybu podpěry |
| X_{ang4} | $[^\circ]$ | průměrný rozsah pohybu |
| X_{lin5} | $[m]$ | přemístění |
| Y_0 | $[-]$ | výpočtový součinitel soudečkového ložiska |
| y_C | $[mm]$ | celkový průhyb jeřábu |
| y_{IPE} | $[mm]$ | průhyb výložníku |
| y_{IPEd} | $[mm]$ | délková imperfekce výložníku |
| y_S | $[mm]$ | průhyb sloupu |
| y_{Sd} | $[mm]$ | délková imperfekce sloupu |
| z | $[mm]$ | výška svaru |
| α_{IPE} | $[^\circ]$ | natočení výložníku |
| α_{IPEd} | $[^\circ]$ | úhlová imperfekce výložníku |
| α_S | $[^\circ]$ | natočení sloupu |
| α_{Sd} | $[^\circ]$ | úhlová imperfekce sloupu |
| β | $[-]$ | úhel sklonu zatížení ložiska B |
| β_2 | $[-]$ | součinitel závislý na třídě tuhosti jeřábu |
| γ_p | $[-]$ | součinitel pro kombinaci zatížení A1 |
| δ | $[-]$ | pomocná hodnota dynamického součinitele φ_1 |
| η | $[-]$ | počet vazeb zabraňujících deformaci |
| λ | $[-]$ | štíhlost prutu |
| μ | $[-]$ | neznámé parametry |
| μ_F | $[-]$ | silové neznámé parametry |
| μ_M | $[-]$ | momentové neznámé parametry |

| | | |
|----------------|-------|---|
| μ_R | [-] | polohové neznámé parametry |
| ξ | [-] | koeficient pro nárazníky s lineární charakteristikou |
| ξ_A | [-] | počet stupňů volnosti odebraných vazbou A |
| ξ_B | [-] | počet stupňů volnosti odebraných vazbou B |
| ξ_C | [-] | počet stupňů volnosti odebraných vazbou C |
| ξ_i | [-] | počet odebraných stupňů volnosti |
| π | [-] | matematická konstanta pí |
| σ_{dsl} | [MPa] | maximální dovolené napětí ve sloupu |
| σ_{kr} | [MPa] | kritické napětí podle Eulera |
| σ_{max} | [MPa] | nejvyšší dovolené napětí |
| σ_{OP} | [MPa] | jmenovité napětí v podpěře |
| σ_{OS} | [MPa] | jmenovité napětí ve sloupu |
| σ_{OU} | [MPa] | únavová pevnost |
| σ_{OV} | [MPa] | jmenovité napětí ve výložníku |
| σ_{\S} | [MPa] | jmenovité napětí v závitové tyči |
| τ_1 | [MPa] | celkové smykové napětí - podpěra |
| τ_2 | [MPa] | celkové smykové napětí – čep |
| τ_{Dsv} | [MPa] | dovolené napětí na svar |
| τ_{F1} | [MPa] | smykové napětí vyvolané silou F_{CX} |
| τ_{M1} | [MPa] | smykové napětí vyvolané maximálním momentem |
| Φ_1 | [-] | dynamický součinitel při působení na hmotnost jeřábu |
| Φ_2 | [-] | dyn. souč. při působení na břemeno zdvihu při zdvihání ležícího břemena |
| Φ_{2min} | [-] | min. velikost Φ_2 v závislosti na třídě tuhosti jeřábu a pohonu zdvihu |
| Φ_5 | [-] | dynamický součinitel pro zatížení způsobená akcelerací pohonu jeřábu |
| Φ_{6D} | [-] | dynamický součinitel pro dynamické zkušební břemeno |
| Φ_{6S} | [-] | dynamický součinitel pro statické zkušební břemeno |
| Φ_7 | [-] | dynamický součinitel pro zatížení při nárazu na nárazníky |

| | | |
|---------------|-----|-------------------------------|
| ϑ_F | [-] | použitelné silové podmínky |
| ϑ_M | [-] | použitelné momentové podmínky |
| ϑ | [-] | počet použitelných podmínek |

SEZNAM PŘÍLOH

- Tab. A Tabulka zatížení s kombinacemi zatížení kategorií A, B a C doplněná koeficienty
- Tab. B Dynamické součinitele
- Tab. C Tabulka zatížení s kombinacemi zatížení kategorií A, B a C s dosazenými hodnotami
- Tab. D Tabulka zatížení prokazující stabilitu tělesa – základní
- Tab. E Tabulka zatížení prokazující stabilitu tělesa – doplněná
- Tab. F Tabulka vynechaných kombinací zatížení
- Výkres sestavy SVJ-0-1

Tab. A Zatížení s kombinacemi zatížení kategorií A, B a C doplněná koeficienty

| Kategorie zatížení | Zatížení | | Kapitola | Označení | Komb. zatížení A | | | Komb. zatížení B | | | Kombinace zatížení C | | | | |
|--------------------|--------------------------------------|-------------------------|----------|----------------|------------------|----------|----------|------------------|----------|----------|----------------------|----------|----------|----------|----------|
| | | | | | γ_p | A1 | A3 | γ_p | B1 | B3 | γ_p | C1 | C3 | C4 | C6 |
| Pravidelná | Gravitační zrychlení a účinky nárazu | Hmotnost jeřábu | 4.2.2.1 | H ₁ | 1,22 | ϕ_1 | 1 | 1,16 | ϕ_1 | 1 | 1,1 | ϕ_1 | ϕ_1 | 1 | 1 |
| | | Hmotnost břemena zdvihu | 4.2.2.2 | H ₂ | 1,34 | ϕ_2 | 1 | 1,22 | ϕ_2 | 1 | 1,1 | - | - | 1 | 1 |
| | Účinky zrychlení od pohonů | Všechny pohyby | 4.2.2.5 | H ₃ | 1,34 | - | ϕ_5 | 1,22 | - | ϕ_5 | 1,1 | - | - | - | - |
| Výjimečná | Zatížení při zkouškách | | 4.2.4.3 | H ₄ | - | - | - | - | - | - | 1,1 | - | ϕ_6 | - | - |
| | Síly na nárazníky | | 4.2.4.4 | H ₅ | - | - | - | - | - | - | 1,1 | - | - | ϕ_7 | - |
| | Síly pohonu od zastavení v nebezpečí | | 4.2.4.6 | H ₆ | - | - | - | - | - | - | 1,1 | - | - | - | ϕ_5 |

Tab. B Dynamické součinitele

| Dynamický součinitel | ϕ_1 | ϕ_2 | ϕ_5 | ϕ_6 | ϕ_7 |
|----------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Hodnota [-] | 1,1 | 1,064 | 1,3 | 1 | 1,25 |

Tab. C Zatížení s kombinacemi zatížení kategorií A, B a C s dosazenými hodnotami

| Kategorie zatížení | Zatížení | | Hodnota [N] | Označení | Komb. zatížení A [N] | | Komb. zatížení B [N] | | Kombinace zatížení C [N] | | | |
|-----------------------|--|-------------------------------|-------------|----------------|----------------------|---------|----------------------|---------|--------------------------|---------|---------|---------|
| | | | | | A1 | A3 | B1 | B3 | C1 | C3 | C4 | C6 |
| Pravidelná | Gravitační zrychlení a účinky nárazu | Hmotnost jeřábu | 2656 | H ₁ | 3564,4 | 3240,3 | 3389,1 | 3081,0 | 3213,8 | 3213,8 | 2921,6 | 2921,6 |
| | | Hmotnost břemena zdvihu | 9810 | H ₂ | 13986,7 | 13145,4 | 12734,2 | 11968,2 | - | - | 10791 | 10791 |
| | Účinky zrychlení od pohonů | Všechny pohyby | 358 | H ₃ | - | 623,6 | - | 567,8 | - | - | - | - |
| Výjimečná | Zatížení při zkouškách | | 12263 | H ₄ | - | - | - | - | - | 13489,3 | - | - |
| | Síly na nárazníky | | 1350 | H ₅ | - | - | - | - | - | - | 1856,25 | - |
| | Síly pohonu od zastavení v nebezpečí | | 358 | H ₆ | - | - | - | - | - | - | - | 511,9 |
| Suma sil [N] | | | | | 17551,1 | 17009,4 | 16123,2 | 15616,9 | 3213,8 | 16703,1 | 15568,9 | 14224,5 |

Tab. D Zatížení prokazující stabilitu tělesa - základní

| Kategorie zatížení | Zatížení | Kapitola | Označení | Komb. zatížení A | | Komb. zatížení B | | Komb. zatížení C | | | |
|--------------------|------------------------------------|----------|----------------|------------------|----|------------------|----|------------------|----|----|----|
| | | | | γ_p | A1 | γ_p | B1 | γ_p | C3 | C4 | C6 |
| Pravidelná | Nepříznivé účinky vlastní tíhy | 4.2.2.1 | H ₁ | 1,1 | 1 | 1,05 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | Hmotnost břemena zdvihu | 4.2.2.2 | H ₂ | 1,22 | 1 | 1,16 | 1 | 1,1 | - | 1 | 1 |
| | Působení zrychlení pohonů | 4.2.2.5 | H ₃ | 1,22 | 1 | 1,16 | 1 | 1,1 | 1 | - | - |
| Výjimečná | Zatížení při zkouškách | 4.2.4.3 | H ₄ | - | - | - | - | 1,1 | 1 | - | - |
| | Síly na nárazníky | 4.2.4.4 | H ₅ | - | - | - | - | 1,1 | - | 1 | - |
| | Síly pohonu při nouzovém zastavení | 4.2.4.6 | H ₆ | - | - | - | - | 1,1 | - | - | 1 |

Tab. E Zatížení prokazující stabilitu tělesa - doplněná

| Kategorie zatížení | Zatížení | Hodnota [N] | Označení | Kombinace zatížení A, B, C [N] | | | | |
|--------------------|------------------------------------|-------------|----------------|--------------------------------|---------|----------------|-------|---------|
| | | | | A1 | B1 | C3 | C4 | C6 |
| Pravidelná | Nepříznivé účinky vlastní tíhy | 2656 | H ₁ | 2921,6 | 2788,8 | 2656 | 2656 | 2656 |
| | Hmotnost břemena zdvihu | 9810 | H ₂ | 11968,2 | 11379,6 | - | 10791 | 10791 |
| | Působení zrychlení pohonů | 358 | H ₃ | 436,8 | 415,3 | 393,8 | - | - |
| Výjimečná | Zatížení při zkouškách | 12263 | H ₄ | - | - | 13489,3 | - | - |
| | Síly na nárazníky | 1350 | H ₅ | - | - | - | 1485 | - |
| | Síly pohonu při nouzovém zastavení | 358 | H ₆ | - | - | - | - | 393,8 |
| Suma sil [N] | | | | 15326,6 | 14583,7 | 16539,1 | 14932 | 13840,8 |

Tab. F Vynechané kombinace zatížení

| | | |
|--------|--|---------------------------------|
| A2 | náhlé uvolnění části břemene | neuvažovaný součinitel ϕ_3 |
| A4 | pojezd po nerovném povrchu | neuvažovaný součinitel ϕ_4 |
| B2 | náhlé uvolnění části břemene, vliv prostředí | neuvažovaný součinitel ϕ_3 |
| B4 | pojezd po nerovném povrchu, vliv prostředí | neuvažovaný součinitel ϕ_4 |
| B5 | pojezd s přičením, vliv prostředí | neuvažovaný součinitel ϕ_4 |
| C2 | jeřáb za mimoprovozních podmínek | neuvažovaný součinitel η_w |
| C5 | jeřáb s klopícími silami | neuvažuje se klopní jeřábu |
| C7 | ochrana proti přetížení | neuvažovaný součinitel ϕ_L |
| C8 | jeřáb při odpadnutí břemena | neuvažovaný součinitel ϕ_9 |
| C9-C11 | zanedbatelné | - |